

**PERENCANAAN PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA MIKROHIDRO  
DENGAN KAPASITAS 200 L/DETIK DAN HEAD 45 M  
DI DESA SEGARA GUNUNG KAB KARANG ANYAR JAWA TENGAH**

**Diajukan Sebagai Syarat untuk  
Menempuh Ujian Sarjana Strata-I (S1) Teknik Mesin  
Fakultas Teknik Universitas Diponegoro  
S e m a r a n g**



**Disusun oleh :**  
**S U C I P T O**  
**M 101 84 0059**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS DIPONEGORO  
S E M A R A N G**

**1992**

## HALAMAN PENGESAHAN

Tugas Akhir ini telah disetujui dan disyahkan oleh  
Dosen Pembimbing ,

Di : Yogyakarta .

Tanggal : 9 Mei 1992

Dosen Pembimbing,



( Ir. R. Soekrisno, MSME. Ph.D )



DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN  
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS DIPONEGORO


JL. HAYAM WURUK No. 5 - 7 - TELP. 311516 - 517 - TELEX 22315 - SEMARANG

TANDA SELESAI  
TIM-503 TUGAS SARJANA

Nama : S U C I P T O  
NIM : M 101840059  
Dosen Pembimbing : Ir. R. Soekrisno, MSME. Ph.D  
Co. Pembimbing : -  
Judul Tugas Sarjana : PERENCANAAN PEMBANGKIT LISTRIK  
TENAGA MIKROHIDRO DENGAN KAPASITAS 200 L/DETIK DAN HEAD  
45 M DI DESA SEGARA GUNUNG KAB KARANG ANYAR JAWA TENGAH

dinyatakan telah menyelesaikan Tugas Sarjana, oleh  
karena itu mohon dijadwalkan Sidang Sarjana untuk  
yang bersangkutan.

Semarang, 9 Mei 1992  
Pembimbing Tugas Sarjana,

  
Ir R Soekrisno MSME PhD  
NIP.

## KATA PENGANTAR

Dengan memanjatkan puji dan syukur kehadiran Alloh Swt, atas segala Rahmat dan Hidayah yang telah dilimpahkanNya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.

Dalam rangka memenuhi syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik Mesin pada Program Studi Teknik Mesin Universitas Diponegoro Semarang, yaitu menyusun Tugas Akhir dengan judul " *PERENCANAAN PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA MIKROHIDRO DENGAN KAPASITAS 200 L/DETIK DAN HEAD 45 M DI DESA SEGARA GUNUNG KAB KARANG ANYAR JAWA TENGAH* "

Hingga selesainya tugas akhir ini penulis telah mendapatkan banyak bimbingan yang sangat berguna dari Bapak Ir.R.Soekrisno,MSME.Ph.D. Oleh karena itu dalam kesempatan ini penulis ucapkan banyak terima kasih kepada beliau atas waktu serta bimbingan yang diberikan kepada penulis selama dalam perencanaan dan penyusunan tugas sarjana ini.

Tidak lupa dalam kesempatan ini, penulis juga ingin mengucapkan terima kasih kepada :

1. Ketua jurusan Teknik Mesin Undip beserta staff dosen yang telah memberikan dasar - dasar pelajaran dalam bangku kuliah.
2. Bapak Kepala Desa Segara Gunung beserta staf yang telah mengizinkan penulis untuk survey diwilayah

kerja beliau.

3. Rekan - rekan mahasiswa Teknik Mesin serta semua pihak yang telah membantu yang tidak dapat penulis sebutkan satu - persatu.

Segala upaya ketelitian dan kecermatan telah penulis lakukan, namun sebagai manusia biasa penulis yakin bahwa pekerjaan ini jauh dari sempurna, dan penulis sangat dan masih mengharapkan untuk menjadi yang lebih baik.

Semarang, Maret 1992

Penulis

# DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL .....	i
HALAMAN PENGESAHAN .....	ii
KATA PENGANTAR .....	iii
DAFTAR ISI .....	v
NOMENKLATUR .....	viii
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Permasalahan.....	2
1.2 Pembatasan Masalah.....	3
1.3 Turbin Air.....	3
1.3.1 Turbin Impuls.....	3
1.3.2 Turbin Reaksi.....	4
1.4 Turbin Yang Terpasang.....	4
BAB II PENGOLAHAN DATA.....	5
2.1 Pendahuluan.....	5
2.2 Topografi Pembangkit Listrik.....	6
2.3 Metode Pengukuran Head dan Debit.....	6
2.3.1 Pengukuran Debit.....	6
2.3.2 Pengukuran Head.....	10
2.4 Koreksi Debit.....	12
BAB III PERENCANAAN PENSTOCK.....	15
3.1 Perencanaan Penstock.....	15
3.2 Penumpu, Penahan, dan Pengikat Penstock....	21
3.2.1 Penumpu Penstock.....	22

BAB IV	PEMILIHAN JENIS TURBIN.....	29
	4.1 Turbin Sebagai Penggerak Generator.....	29
	4.2 Putaran Specifik Turbin.....	30
	4.3 Pemeriksaan Jenis - Jenis Turbin.....	31
	4.4 Kecepatan Liar Turbin.....	32
BAB V	PERENCANAAN RUNNER.....	34
	5.1 Diameter Runner.....	34
	5.2 Dimensi Bucket.....	35
	5.3 Jumlah Bucket.....	38
	5.4 Diagram Kecepatan.....	39
	5.5 Gaya - gaya yang Bekerja Pada Bucket.....	45
	5.6 Perencanaan Pin.....	51
	5.7 Perencanaan Tangkai Bucket.....	53
	5.8 Pemeriksaan Kekuatan Bucket.....	55
BAB VI	PERENCANAAN NOZZLE DAN NEEDLE.....	58
	6.1 Perencanaan Nozzle dan Needle.....	58
	6.2 Penggerak Needle.....	61
	6.3 Tinjauan Terhadap Water Hammer.....	63
BAB VII	PERENCANAAN TRANSMISI, POROS, DAN BANTALAN.....	65
	7.1 Perencanaan Transmisi.....	65
	7.2 Perhitungan Gaya - gaya Pada Puli.....	68
	7.3 Perhitungan Berat Puli dan Runner.....	71
	7.4 Perencanaan Poros Turbin.....	72
	7.5 Pemeriksaan Poros Terhadap Puntiran dan Putaran Kritis.....	77
	7.6 Perencanaan Pasak.....	80

7.7 Perencanaan Bantalan.....	82
BAB VIII PERLENGKAPAN TURBIN.....	85
8.1 Pengaturan Debit Air.....	85
8.1.1 Pemilihan Governor.....	87
8.2 Pemeriksaan Terhadap Kavitas.....	88
8.2.1 Tinggi Hisap Turbin.....	88
8.3 Generator.....	90
BAB IX KESIMPULAN.....	91
DAFTAR PUSTAKA.....	92
APPENDIX.....	94



## NOMENKLATUR

A = Luasan ( $\text{m}^2$ )	$F_n$ = Gaya untuk menggerak-
a = Kecepatan gelombang air ( $\text{m/det}$ )	kan needle (kg)
C = Jarak poros (mm)	$F_1$ = Komponen berat pipa dan air (kg)
$C_o$ = Kecepatan pancaran air nozzle ( $\text{m/det}$ )	$F_2$ = Komponen gesekan pada penumpu (kg)
$C_2$ = Kecepatan air keluar bucket ( $\text{m/det}$ )	$F_c$ = Faktor koreksi
D = Diameter pipa (mm)	G = Berat bucket (kg)
$d_o$ = Diameter pancaran air (mm)	g = Gravitasi ( $\text{m/det}^2$ )
$d_1$ = Diameter throat (mm)	$G_p$ = Berat puli turbin (kg)
$d_2$ = Diameter needle tepat pada throat (mm)	$G_v$ = Gaya akibat berat puli dan gaya tarik sabuk
$d_p$ = Diameter tangkai needle (mm)	$H_s$ = Tinggi hisap turbin (m)
$d_s$ = Diameter poros (mm)	$H_g$ = Tinggi jatuh air (m)
E = Modulus elatisitas pipa ( $\text{kg/cm}^2$ )	$h_f$ = losses karena gesekan
$F_c$ = Gaya sentrifugal (kg)	$h_t$ = losses karena turbula- si (m)
$F_o$ = Gaya jet dalam arah tangensial (kg)	K = Koefisien head loos
$F_r$ = Gaya resultante (kg)	$K_e$ = Koefisien head loos - saluran masuk
	$K_b$ = Koefisien head loos - pada belokan

L = Panjang pipa (m)	Wo = Kecepatan keliling - relatif air keluar - nozzle terhadap kece- patan keliling titik masuk (m/det)
l = liter	
Ln = Panjang langkah needle (mm)	
Ls = Panjang sabuk (mm)	
M = Moment (kgmm)	W1 = Kecepatan relatif sisi masuk (m/det)
N' = Jumlah sabuk	W2 = Kecepatan relatif sisi keluar (m/det)
n = Putaran (rpm)	
ns = Putaran spesifik (rpm)	
P = Daya (KW)	wp = Berat pipa per unit - panjang (kg)
Ps = Tekanan gelombang (kg)	
Pd = Daya perencanaan (KW)	ww = Berat air per unit - panjang (kg)
Q = Kapasitas (m <sup>3</sup> /detik)	
Qn = Koreksi kapasitas air yang keluar nozzle	Z = jumlah bucket
Sf = Faktor keamanan	
T = Moment torsi (kgmm)	
t = Tebal (mm)	
U1 = Kecepatan keliling titik masuk (m/det)	
U2 = Kecepatan keliling titik keluar (m/det)	
V = Volume (m <sup>3</sup> )	
Vs = Kecepatan linier sabuk (m/det)	

## BAB I

### PENDAHULUAN

Dengan meningkatnya kegiatan pembangunan di Indonesia yang antara lain berupa pembangunan materiil maupun spirituil, serta pemerataan pembangunan dan hasil hasilnya ke seluruh pelosok masyarakat Indonesia. Namun tidak luput dari kekurangan - kekurangan dan penjadwalan waktu serta prioritas.

Demikian pula dengan pembangunan dalam bidang energi yang berupa listrik, badan usaha yang telah ditunjuk yaitu PLN (Perusahaan Listrik Negara), telah berusaha untuk memenuhi tuntutan kebutuhan seluruh masyarakat Indonesia.

Karena terbatasnya kapasitas atau kemampuan pembangkit listrik yang ada sekarang, ternyata belum semua kebutuhan akan energi listrik terpenuhi, sedangkan permintaan terus bertambah. Mengingat dengan keterbatasan tadi dan tersedianya sumber energi dalam bentuk air mengalir, maka penyediaan energi dapat dilakukan dengan pembangkit listrik berskala kecil atau mikro.

Beberapa keuntungan pemakaian pembangkit listrik tenaga mikro dibandingkan dengan sistem pembangkit listrik lainnya adalah :

1. Biaya operasi yang relative murah, karena tidak memerlukan bahan bakar.

2. Kontruksi bangunan air, turbin dan peralatan listrik cukup sederhana, sehingga dapat dibuat oleh industri dalam negeri.
3. Tidak menimbulkan polusi.
4. Membantu irigasi.

Salah satu tempat yang dibangun pembangkit listrik tenaga mikro hidro ini adalah di desa Segara Gunung kabupaten Karang Anyar. Dimana kondisi alamnya banyak dijumpai sungai - sungai dan curah hujannya cukup tinggi serta belum adanya penerangan listrik di desa tersebut dan sekitarnya.

#### 1.1 PERMASALAHAN

Hingga sampai sekarang, ini di desa Segara Gunung belum terjangkau aliran listrik PLN, seperti di desa - desa kebanyakan lainnya kehidupan malamnya jadi sepi dan sunyi, yang berpengaruh pada segi sosial, ekonomi, maupun keamanan.

Dengan melihat keadaan alamnya, serta potensi penduduk yang memadai, maka memungkinkan dibangun pembangkit listrik berskala kecil.

Dalam rangka pengerjaan tugas akhir dengan survey lapangan dan bimbingan oleh pembimbing tugas akhir, penulis mencoba membahas "PERENCANAAN PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA MIKROHIDRO DENGAN KAPASITAS 200 L/DETIK DAN HEAD 45 M DI DESA SEGARA GUNUNG KAB. KARANG ANYAR JAWA TENGAH

## 1.2 PEMBATASAN MASALAH

Sistem pembangkit listrik tenaga mikrohidro, terdiri atas beberapa faktor dimulai dari perhitungan debit air, perencanaan ketinggian, pemilihan dan perhitungan pipa penstock, sistem penerus daya, pemilihan generator dan akhirnya pembagian daya sampai kerumah - rumah.

Sesuai dengan ilmu yang pernah penulis peroleh di bangku kuliah, maka perencanaan akan dibatasi dengan mengabaikan sistem pembagian daya dan instalasi listriknya.

## 1.3 TURBIN AIR

Turbin air adalah salah satu dari mesin penggerak mula dengan air sebagai fluida kerjanya. Tenaga dari fluida kerja dipergunakan langsung untuk memutar runner turbin dimana daya yang dihasilkan sangat tergantung pada potensi air yang dapat dimanfaatkan, serta kerugian - kerugian selama transformasi berlangsung. Menurut perubahan momentumnya turbin air dibedakan menjadi dua kelompok yaitu turbin air impuls dan turbin air reaksi.

### 1.3.1 Turbin Air Impuls

Pada turbin air impuls, energi potensial dirubah menjadi energi kinetik didalam penstock dan nozzle, sehingga air pada saat meninggalkan nozzle dengan

kecepatan tinggi dan langsung berhubungan dengan udara luar atmosfer sebelum menumbuk bucket. Selama air melalui bucket maka air menekan bucket sehingga runner akan berputar. Pada umumnya turbin ini dimanfaatkan untuk head yang tinggi. Contoh adalah : turbin Pelton, turbin Banki.

#### 1.3.2 Turbin Air Reaksi

Pada turbin air reaksi, proses penurunan tekanan dari air terjadi pada sudu - sudunya. Kecepatan absolut air pada sisi keluar lebih kecil dari pada kecepatan absolut air pada sisi masuknya, karena air memberikan momentumnya kepada sudu - sudu tersebut, jadi berputarnya runner turbin disini karena adanya tenaga tekanan air yang keluar dari sudu - sudu pengarah. Turbin ini sering dipakai karena dapat bekerja pada head rendah. Contoh : turbin Francis, turbin Kaplan.

#### 1.4 TURBIN YANG TERPASANG

Hingga saat ini telah dan masih terpasang turbin air di desa Segara Gunung kabupaten Karang Anyar. Adapun jenis dan data - datanya adalah sebagai berikut :

- Jenis turbin Banki,
- Kapasitas atau debit air 200 liter per detik,
- Ketinggian atau Head 45 meter,
- Menghasilkan tenaga listrik 37,5 KVA.

## BAB II

### PENGOLAHAN DATA

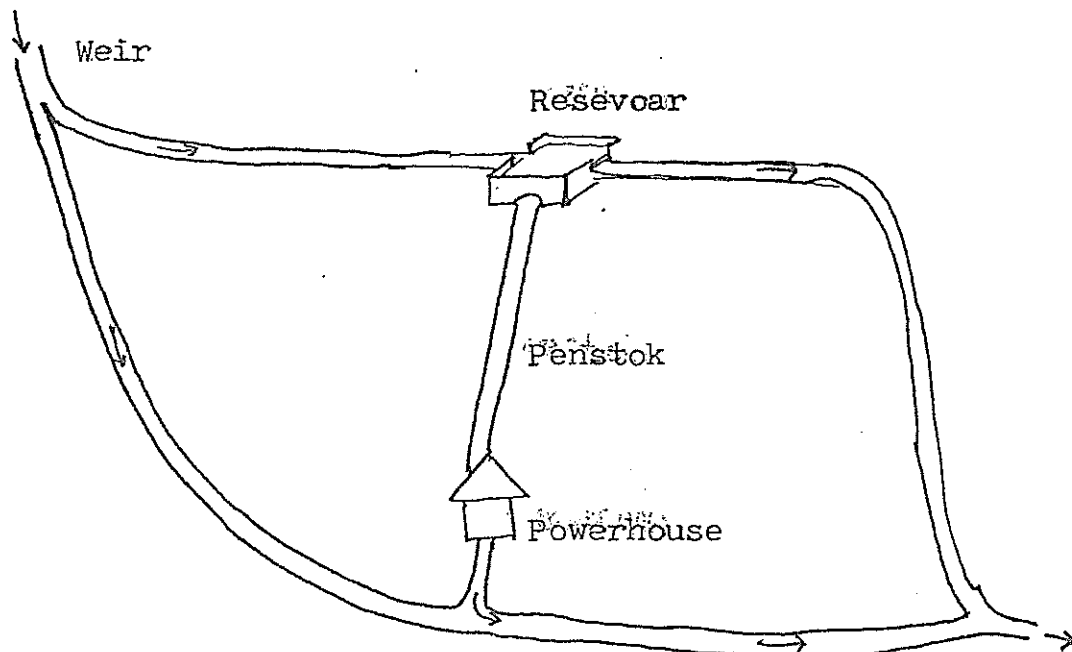
#### 2.1 PENDAHULUAN

Salah satu sumber tenaga yang cukup tersedia banyak di tanah air ini adalah potensi tenaga air, maka merupakan tantangan bagi kita untuk memanfaatkan sumber energi air yang dikaruniakan Allah SWT. kepada kita dengan sebaik baiknya. Salah satu alternatif pemanfaatan air tersebut adalah dengan turbin air, dimana fluida kerja yang berupa air tersebut langsung memutar runner turbin. Prinsip pengaliran energinya adalah energi potensial yang dirubah menjadi energi kinetik kemudian dirubah lagi menjadi energi mekanis. Didalam turbin, dimana air memutar runner dan poros turbin dikopel oleh poros generator sehingga diperoleh energi listrik.

Desa Segara Gunung kabupaten Karang Anyar merupakan sebuah desa terpencil yang terletak di pegunungan. Desa tersebut memiliki aliran sumber mata air yang cukup deras dan kontinyu, sehingga dapat dimanfaatkan sebagai pembangkit energi listrik untuk pemenuhan listrik yang belum terjangkau di Desa tersebut. Salah satu aliran air yang airnya dari sumber alam dapat dimanfaatkan untuk pembangkit listrik.

## 2.2 TOFOGRAFI PEMBANGKIT LISTRIK

Letak situasi yang dibangun pembangkit listrik mikro hidro dapat dilihat pada gambar 2.1 dibawah ini.



Gambar 2-1 Situasi tempat yang akan dibangun PLTM

## 2.3 METODE PENGUKURAN HEAD DAN DEBIT

Terdapat bermacam - macam sistem pengukuran Head dan Debit. Pilih cara mana yang sesuai, untuk dapat terapkan dilokasi pengukuran.

### 2.3.1 Pengukuran Debit

Ada beberapa metoda pengukuran debit yang masih dan dipakai pada saat ini adalah sebagai berikut :



Ada beberapa metoda pengukuran debit yang masih dan dipakai pada saat ini adalah sebagai berikut :

1. Metode mangkok (*Bucket Method*)
2. Metode luas kecepatan (*Velocity Area Method*)
3. Metode bendungan (*Weir Method*)
4. Metode luasan kemiringan (*Slope Area Method*)
5. Metode tingkatan debit (*Stage Discharge Method*)

Dalam pengukuran yang penulis lakukan memakai metode mangkok, alasannya adalah dalam metode ini hanya memerlukan peralatan yang sederhana dan mudah didapat.

Caranya adalah sebagai berikut :

1. Sungai atau aliran air kita bendung dengan batu atau dengan apa saja yang dapat mengarahkan aliran air.
2. Pasang pipa atau pipa yang telah dibelah untuk tempat mengalirkan air yang akan kita hitung debitnya.
3. Alirkan air dan di tampung dalam sebuah drum atau bentuk tempat yang lainnya.

Jika dalam waktu  $t$  detik, ketinggian air didalam drum adalah  $h$  cm, sedangkan tinggi drum itu sendiri adalah  $H$  cm. Untuk sampai terisi penuh drum dapat diisi air sebanyak 200 l, maka volume air yang dapat di tampung didalam drum adalah sebagai berikut :

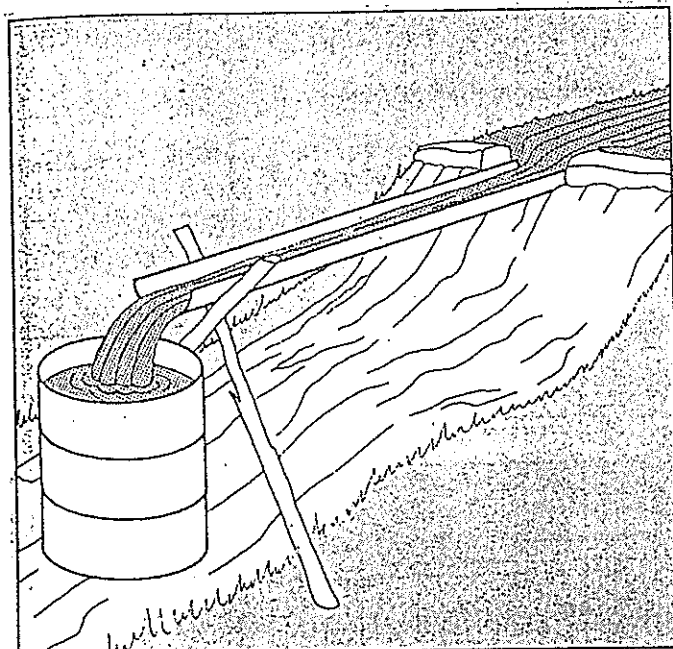
$$= \frac{80}{82} \cdot 200 \text{ l} = 195,12 \text{ liter.}$$

Sedangkan waktu  $t$  yang dibutuhkan adalah  $3/4$  detik  
maka debit air yang terukur adalah :

$$Q = \frac{V}{t} \dots\dots\dots (2-2)$$

$$= \frac{195,12 \text{ l}}{3/4 \text{ s}} = 260,16 \text{ l/detik}$$

Keterangan lebih lanjut dapat dilihat pada gambar 2.2  
dibawah ini.



Gambar 2.2 Cara pengukuran dengan metode mangkok

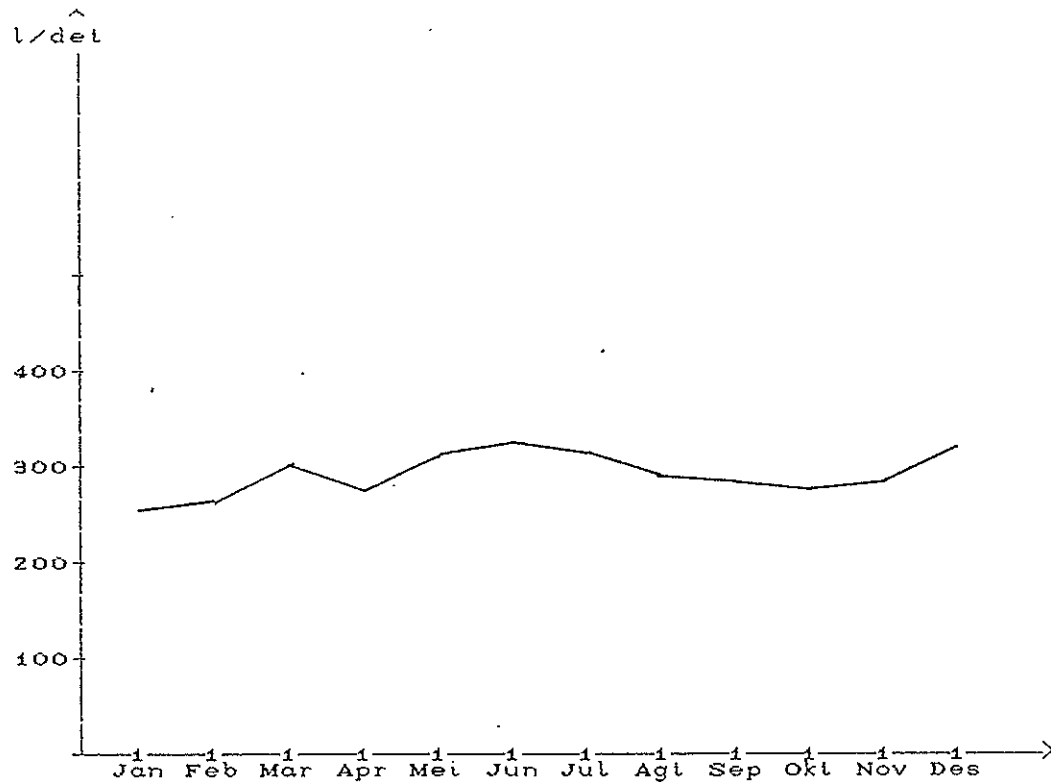
Kondisi debit di Desa Segara Gunung adalah kontinyu artinya tidak pernah mengalami kekeringan mengingat mata airnya berasal dari sumber pegunungan.

Hasil pengukuran tahunan diperoleh data sebagai berikut :

*table 2.1 Hasil Pengukuran Debit Air Dalam Satu Tahun*

Bulan	Debit yang terukur
Januari	250,25 l/detik
Februari	258.28 l/detik
Maret	260.02 l/detik
April	245.89 l/detik
Mei	259.05 l/detik
Juni	265,01 l/detik
Juli	260.10 l/detik
Agustus	255.20 l/detik
September	250.01 l/detik
Oktober	248.99 l/detik
November	245,60 l/detik
Desember	255.09 l/detik

Sumber : Hasil survey di Desa Segara Gunung  
Kab. Karang Anyar Jawa Tengah.



Gambar 2.3 Grafik Debit Air Dalam Satu Tahun

### 2.3.2 Pengukuran Head

Pengukuran head atau ketinggian dapat dilakukan secara langsung dilokasi dengan menggunakan tingkatan - tingkatan, caranya adalah sebagai berikut:

1. Diukur langsung tiap - tiap tingkatan sehingga didapat ketinggian dengan menjumlahkan tiap tingkatan.
2. Diukur dengan cara Clinometer, yaitu dengan diukur tiap tingkatan dibantu dengan sudut pendakian dan

panjang tiap pendakian, sehingga tinggi tiap tingkatan adalah  $L \sin \theta$ .

Dalam pengukuran head penulis memakai cara pengukuran langsung tiap - tiap tingkatan yaitu dengan menggunakan metode sebagai berikut :

Buat tongkat dengan ketinggian  $h_f$  m kemudian kita ukur tiap -tiap tingkatan sampai habis sebanyak ( $n$  kali) dimana tiap tingkatan terukur adalah  $h$  m, maka head ( $H_g$ ) adalah:

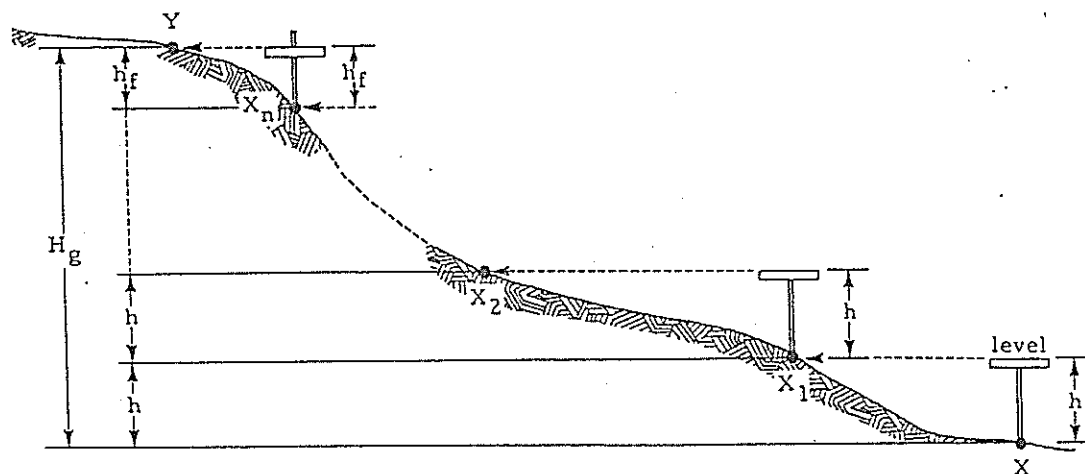
$$H_g = nh + h_f \dots\dots\dots (2-3)$$

Hasil pengukuran dengan  $h_f = 5$  m

$n = 8$ , jadi

$$H_g = 8.5 + 5 = 45 \text{ m.}$$

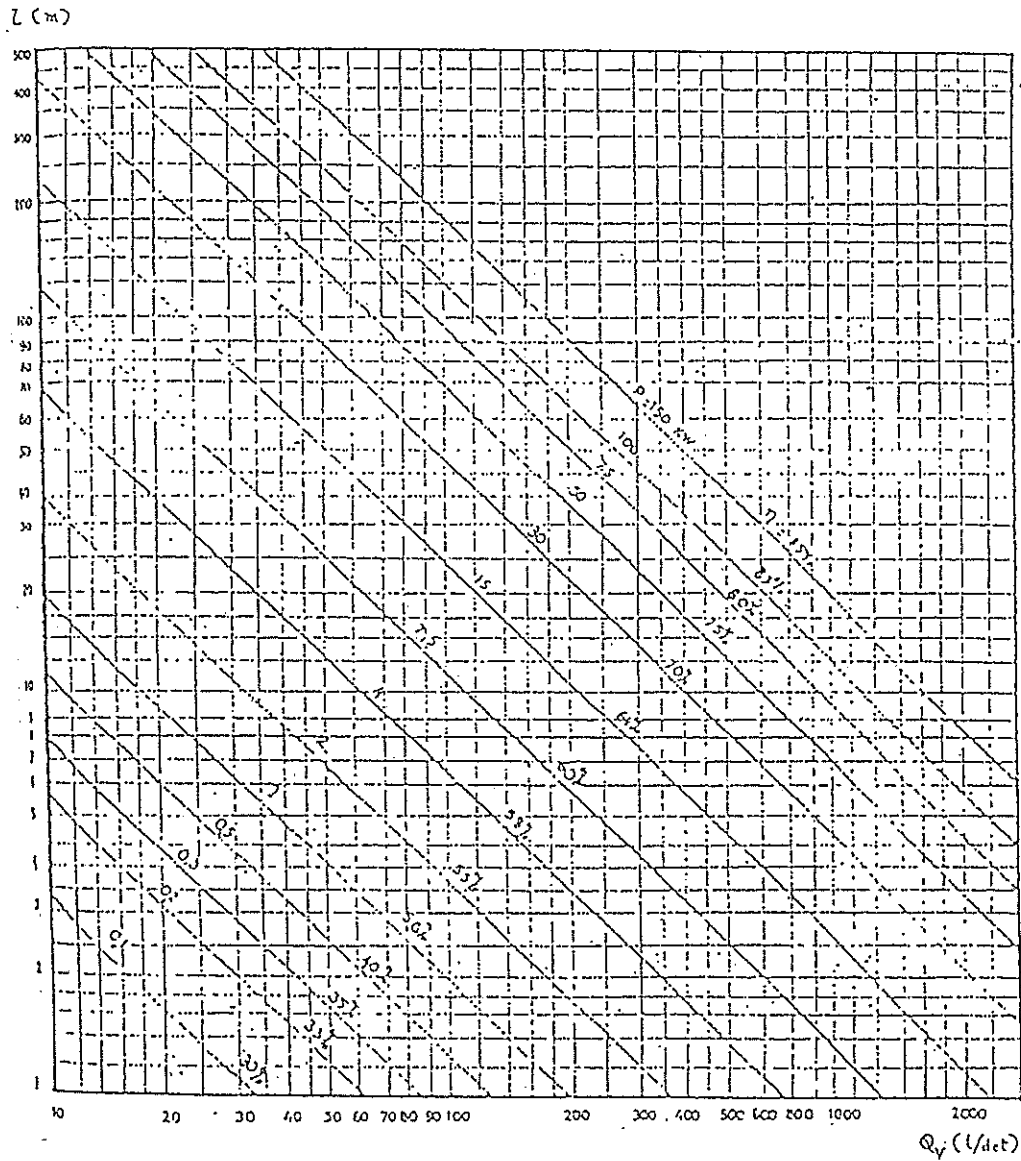
Untuk lebih jelasnya lihat gambar 2.4 dibawah ini.



Gambar 2.3 Metode Pengukuran tiap tiap tingkatan

## 2.4 Koreksi Debit

Dengan kapasitas  $Q = 200 \text{ l/det.}$  dan head  $H_g = 45 \text{ m.}$  maka daya yang dapat dihasilkan adalah 50 KW dengan efisiensi poros 75%, (lihat gambar 2.5 dibawah ini).



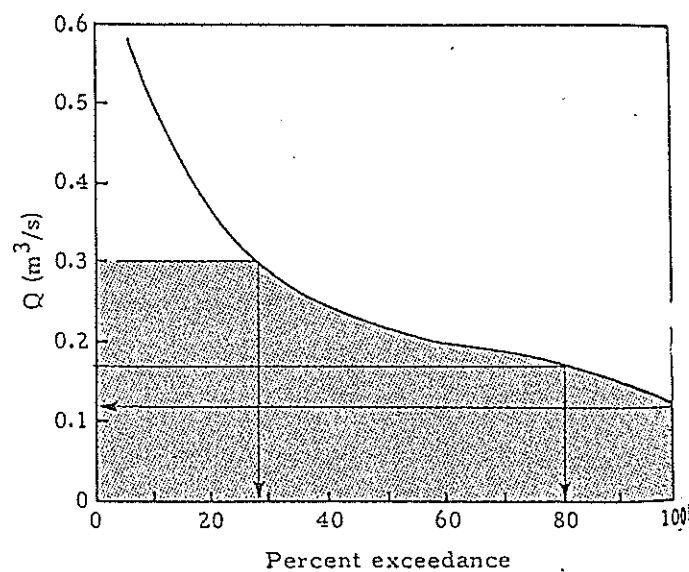
Gambar 2.5 Daya Poros berdasarkan Head dan Debit

Sumber : Visser, Arie, Mc. Pedoman ke Pembangkit Tenaga Air Kecil, PTP. ITB. Bandung.

Menurut rumus flow

$$Q = \frac{P}{6 H} \dots\dots\dots (2-4)$$

$$= \frac{50}{6.45} = 0,185 \text{ m}^3/\text{detik}$$



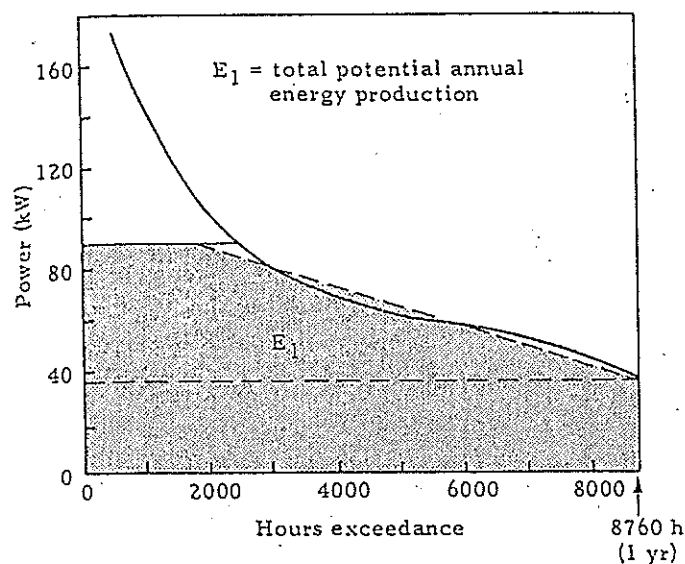
Gambar 2.6 Prosentase Debit

$Q = 0,185 \text{ m}^3/\text{detik}$ , ini adalah design flow dari turbin (lihat gambar 2.6) terlihat bahwa daya yang dihasilkan adalah 70 % tiap tahunnya. Bandingkan bila daya yang dihasilkan adalah 100 KW, maka dibutuhkan debit  $Q = 100/6.45 = 0,37 \text{ m}^3/\text{detik}$ , dan daya yang tersedia adalah 20 % per tahunnya. Bila dipakai maksimum ( $= 100 \%$ ) sepanjang tahun terpenuhi maka  $P = 6.45.0,12 = 32,4 \text{ KW}$ .

Energi potensial yang tersedia adalah luasan yang terbentuk dari luasan trapesional dan segi empat atau luasan  $E_i$ .

$$\begin{aligned}
 E_i &= \text{luasan trapesional} + \text{luasan segi empat} \\
 &= \frac{(7100 + 8760)}{2} (50 - 32,4) + (8760 \cdot 32,4) \\
 &= (139.568) + (283.824) \\
 &= 423.392 \text{ KW / tahun} \\
 &= 423.392 / 8760 = 48,332 \text{ KW / jam}
 \end{aligned}$$

Maka daya yang dibangkitkan turbin adalah  $P = 48,332 \text{ KW}$



Gambar 2.5 Kurva yang menggambarkan Energi Potensial

Untuk menghindari gangguan debit air maka design debit ditambahkan 5 %, menjadi  $0,194 \text{ m}^3/\text{detik}$ , dibulatkan menjadi  $Q = 0,20 \text{ m}^3/\text{detik}$  atau  $200 \text{ l / detik}$ .



## BAB III

### PERENCANAAN PENSTOCK

#### 3.1 PERENCANAAN PENSTOCK

Beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam pemilihan jenis bahan penstock yaitu :

1. Tekanan dan Diameternya disesuaikan dengan kebutuhan operasional,
2. Bagaimana cara penyambungan pipa penstock,
4. Tahan lama dan mudah perawatannya,
5. Mudah diperoleh di daerah tersebut,
6. Ketahanan pipa penstock terhadap kualitas air, iklim, tanah, dan kemungkinan kerusakan,

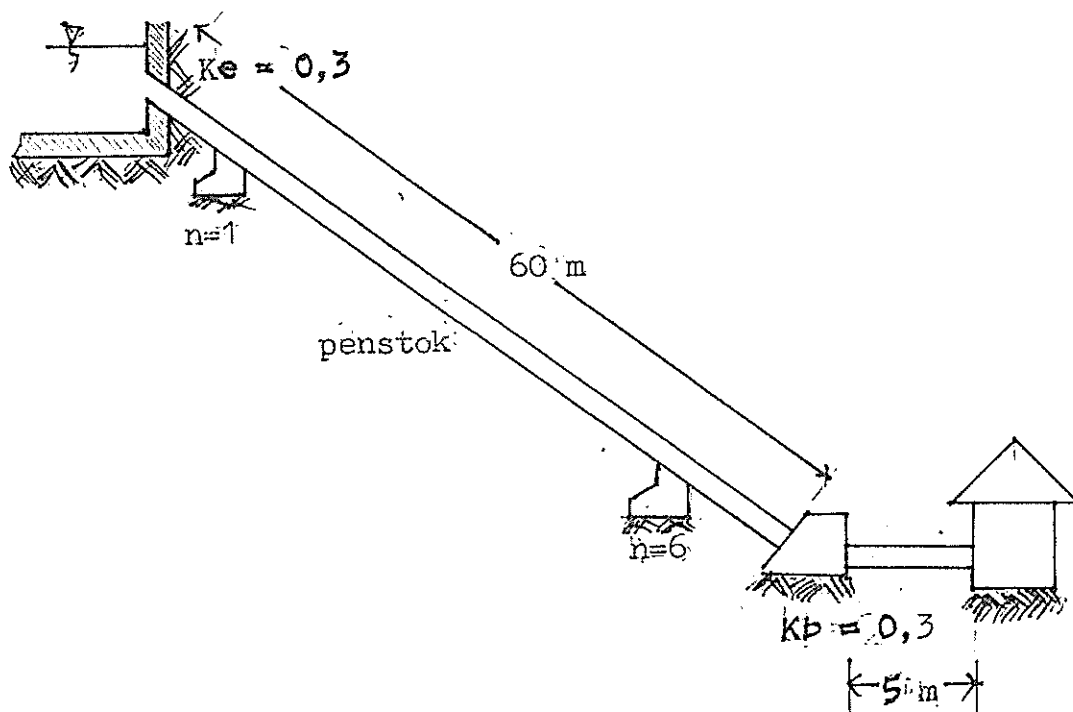
Untuk material Polyvinyl Chloride ( PVC ), hampir semua persyaratan diatas terpenuhi.<sup>1)</sup>

Perencanaan ini akan menggunakan material PVC dengan data sebagai berikut :

1. Diameter dalam pipa dipilih  $D = 0,30 \text{ m}$  , dengan panjang pipa  $L = 65 \text{ m}$ .
2. Kekasaran permukaan  $n = 0,010$  ,kemudian dari gambar 3.3 diperoleh head loss karena gesekan sebesar  $hf/L = 0,028 \text{ m}$ , maka  $hf = 0,028.65 = 1,904$  dan kecepatan  $v = 3 \text{ m/detik}$ .

---

<sup>1)</sup> Inversion Allen R. Microhidro Sourcebook hal 124

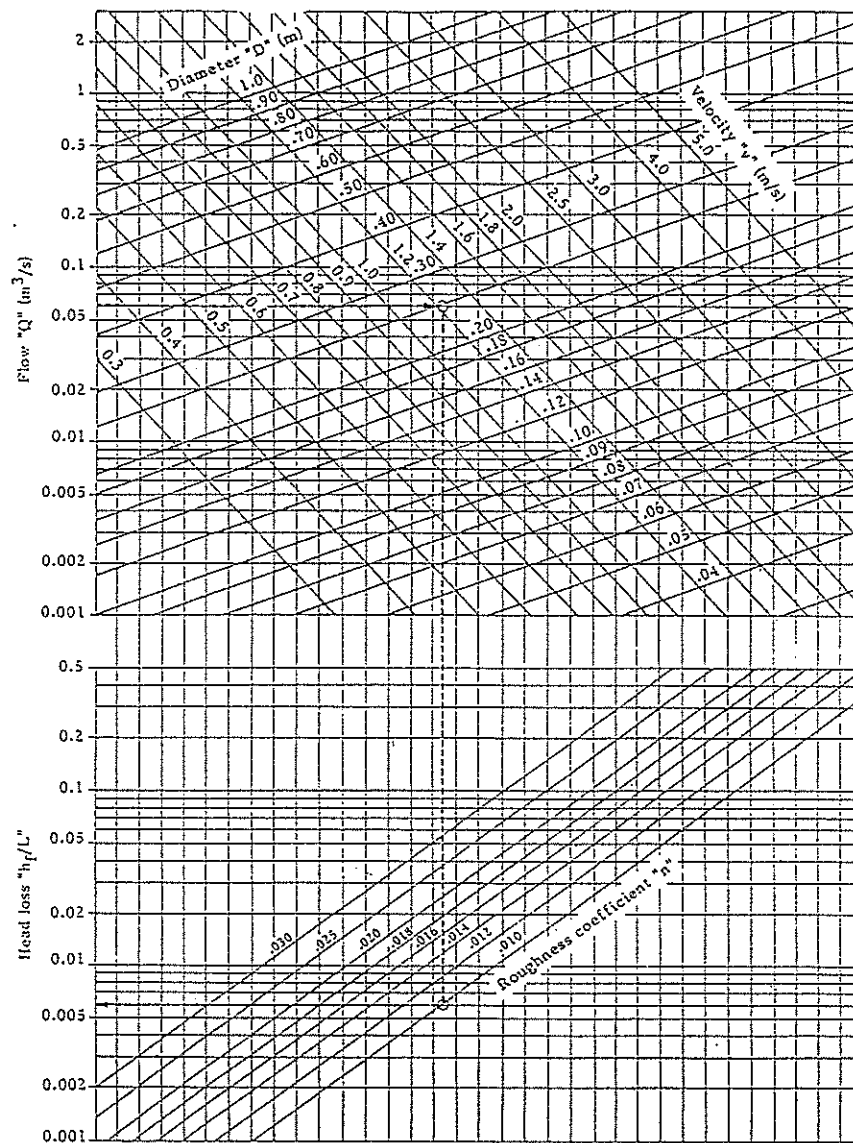


Gambar 3.1 Perencanaan Penstock

Table 3.1 Koefisien Kekasaran Permukaan

Sumber : Inversion Allen R. Microhidro Sourcebook hal. 128

	.008	.016	.024
Plastic			
Welded steel			
Wood stave			
Concrete			
very smooth			
made from steel forms			
with rough forms			
Galvanized iron			
Corrugated metal			



Graph used to determine head losses caused by friction within a pipe.

Gambar 3.3 Grafik Untuk Mencari Head Losses

Sumber : Inversion Allen R. Microhydro Sourcebook hal. 127

3. Losses karena turbulansi adalah menurut Allen R <sup>2)</sup>

$$h_t = K \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots(3-1)$$

Dimana : K = Koefisien head loss

v = Kecepatan

Untuk K saluran masuk  $K_e^{2)} = 0,5$

dan K untuk belokan  $K_b = 0,3$

Jadi  $K = 0,5 + 0,3 = 0,8$

maka  $h_t = 0,8 \cdot 3^2 / 2 \cdot 9,8 = 0,367$

$h_l = h_f + h_t$

$= 1,904 + 0,367$

$= 2,271 \text{ m.}$

$H = 45 - 2,271$

$= 42,729 \text{ m.}$

Ketebalan pipa diambil  $t = 14 \text{ mm}$

Maka kecepatan gelombang air dalam pipa sepanjang

65 m adalah <sup>4)</sup>:

$$a = \frac{1420}{\sqrt{1 + 1000 \frac{k D}{E t}}} \dots\dots\dots(3-2)$$

Dimana :

k = Modulus curah fluida

untuk air  $= 2,1 \cdot 10^4 \text{ kgf/cm}^2$

---

<sup>2)</sup> Inversion Allen R. Microhidro Sourcebook hal. 129

<sup>3)</sup> Ibid hal 130

<sup>4)</sup> Ibid hal 133

D = Diameter dalam pipa = 0,30 m

E = Modulus Elastisitas pipa, untuk PVC

$$= 0,28.10^5 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (table 3.2)}$$

t = Tebal pipa penstock = 14 mm

Koreksi tebal menurut Allen R<sup>5)</sup>

$$\begin{aligned} t_{\min} &= 2,5 D + 1,2 \dots \dots \dots (3-3) \\ &= 2,5 ( 0,30 ) + 1,2 \\ &= 1,95 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} a &= \frac{1420}{\sqrt{1 + 1000 \frac{2,1.10000. 0,30}{0,28.100000. 14}}} \\ &= 343,659 \text{ m/det} \end{aligned}$$

Tekanan Gelombang ( Ps )

bila  $\Delta v = 3 \text{ m/detik}$  , untuk panjang pipa L = 65 m

(gambar 3.3).

maka :

$$\begin{aligned} P_s &= \frac{a \cdot \Delta v}{g} \dots \dots \dots (3-4) \\ &= \frac{343,659 \cdot 3}{9,81} \end{aligned}$$

Jadi tekanan total gelombang adalah = 105,202 m Tekanan yang diterima pipa penstock bawah sebesar :

---

<sup>5)</sup> Ibid hal 136

$$(45 + 105,202) \text{ m} = 150,202 \text{ m}$$

Ekivalen dengan  $15,0202 \text{ kg/cm}^2$  <sup>6)</sup>

ini akan lebih kecil jika dibandingkan dengan tegangan tarik dari bahan penstock (PVC) yang diizinkan yaitu  $280 \text{ kgf/cm}^2$  jadi cukup aman.

Koreksi kekuatan pipa:

$$t = 5,0 \cdot 10^4 \frac{p D}{s} \dots\dots\dots (3-5)$$

Dimana ;

$p$  = tekanan ( m ) dari air =  $150,202 \text{ m}$

$D$  = Diameter dalam =  $0,30 \text{ m}$

$s$  = design tegangan atau

ultimate tensile strength dibagi angka

keamanan =  $280/1,5 \text{ kgf/cm}^2$

Jadi :

$$t = 5,0 \cdot 10^4 \frac{150,202 \cdot 0,30}{280 / 1,5}$$

$$= 12,069 \text{ mm}$$

Ini lebih kecil dari yang kita pilih atau rencanakan sebesar  $t = 14 \text{ mm}$ .

---

<sup>6)</sup> ibid hal 134

Table 3.2 Beberapa Material Yang digunakan Untuk Penstock

Sumber : Inversion Allen R. Microhidro Sourcebook hal.126

Properties of materials used in the manufacture of penstock pipe

Material	Young's modulus of elasticity $E$ (kgf/cm <sup>2</sup> )	Coefficient of linear expansion $\alpha$ (m/m °C)	Ultimate tensile strength (kgf/cm <sup>2</sup> )
Steel	$21 \cdot 10^5$	$12 \cdot 10^{-6}$	3500
Polyvinyl chloride (PVC)	$0.28 \cdot 10^5$	$54 \cdot 10^{-6}$	280 *
Polyethylene	$0.02-0.08 \cdot 10^5$	$140 \cdot 10^{-6}$	60-90 *
Concrete *	$2 \cdot 10^5$	$10 \cdot 10^{-6}$	
Asbestos cement		$8.1 \cdot 10^{-6}$	
Cast iron	$8 \cdot 10^5$	$10 \cdot 10^{-6}$	1400
Ductile iron	$17 \cdot 10^5$	$11 \cdot 10^{-6}$	3500

\* Hydrostatic design basis

### 3.2 PENUMPU, PENAHAN DAN PENGIKAT PENSTOCK

Penumpu, penahan dan pengikat, mempunyai kegunaan yang hampir sama yaitu sebagai tempat meletakkan pipa penstock agar jangan sampai terlepas atau bergerak. Dan fungsi yang lain adalah untuk menahan gaya - gaya berat pipa maupun gaya - gaya berat air yang ada di dalam pipa, bisa juga berfungsi sebagai penahan gaya - gaya sentrifugal, tekanan gelombang air dan lain lainnya.

### 3.2.1 Penumpu Penstock

Beban yang diterima penumpu dalam keadaan pipa turun lurus tanpa belokan terdiri atas beban gaya berat pipa dalam satuan panjang tertentu dan berat air yang ada didalam pipa dalam panjang pipa tertentu. Dibagi dalam dua komponen yaitu :

1. Komponen berat dari pipa penstock dan air yang terdapat dalam didalamnya, sebesar  $F_1$  <sup>7)</sup>

$$F_1 = (W_p + W_w) L \cos \alpha \dots\dots\dots (3-6)$$

dimana ,  $W_p$  = berat pipa per unit panjang

$$W_p = \pi D t \rho \dots\dots\dots (3-7)$$

$$= 3,14 \cdot 0,30 \cdot 0,014 \cdot 1400$$

$$= 18,46 \text{ kgf/m}$$

$W_w$  = berat air per unit panjang dari pipa

$$= \pi D^2/4 \rho \dots\dots\dots (3-8)$$

$$= 3,14 \cdot (0,30)^2 / 4 \cdot 1000$$

$$= 70,65 \text{ kgf/m}$$

$L$  = panjang pipa yang ditumpu

$$= 10 \text{ m}$$

$\alpha$  = sudut pipa yang ditumpu

$$= 43,8^\circ$$

$$\begin{aligned} \text{Maka } F_1 &= (18,46 + 70,65) \cdot 10 \cdot \cos 43,8^\circ \\ &= 643,160 \text{ kgf} \end{aligned}$$

---

<sup>7)</sup> Ibid hal 139



2. Komponen gesekan pada penumpu, sebesar  $F_2$  <sup>8)</sup>

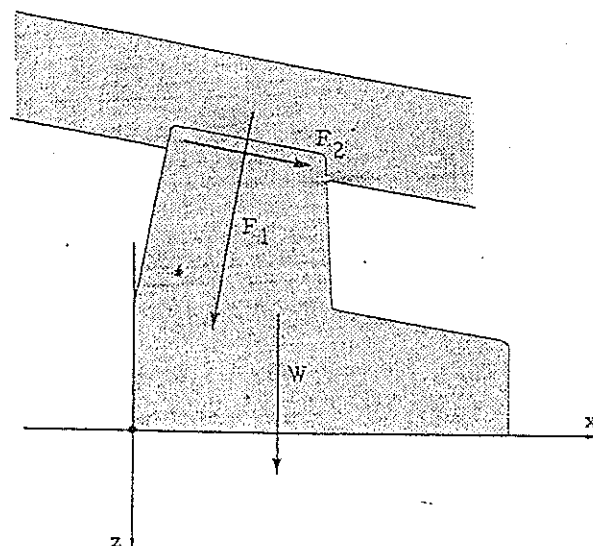
$$F_2 = f \cdot F_1 = f (W_p + W_w) L \cos \alpha \dots\dots\dots (3-9)$$

dimana  $f$  = koefisien gesek pipa terhadap penumpu  
 $= 0,15$

maka,  $F_2 = 0.15 \cdot 643,160$

$$= 96,474 \text{ kgf}$$

Untuk lebih jelasnya lihat gaya - gaya yang bekerja pada penumpu seperti pada gambar 3.4, dibawah ini.

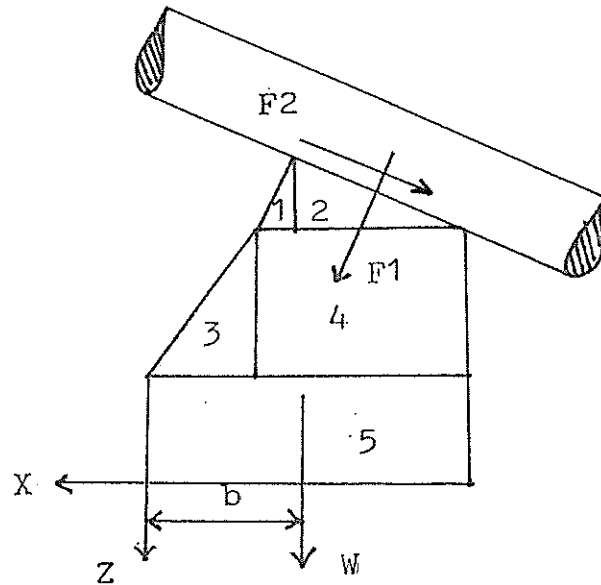


Gambar 3.4 Interaksi Gaya - gaya dari Pipa Penstock Terhadap Penumpu

---

<sup>8)</sup> Ibid hal 139

Bila jarak dari pusat gravitasi berat penumpang, terhadap sumbu  $z$  adalah  $b$ , dengan membagi tembok penumpang dalam 5 bagian, harga  $b$  dapat dicari sebagai berikut :



Gambar 3.5 Gaya - gaya yang Terjadi pada Penumpu

$a$  = Luasan parsial tembok ( $m^2$ ).

$r$  = jarak horizontal antara pusat gravitasi parsial ke sumbu  $z$ .

$M$  = Momen inersia parsial ( $kgf-m$ ).

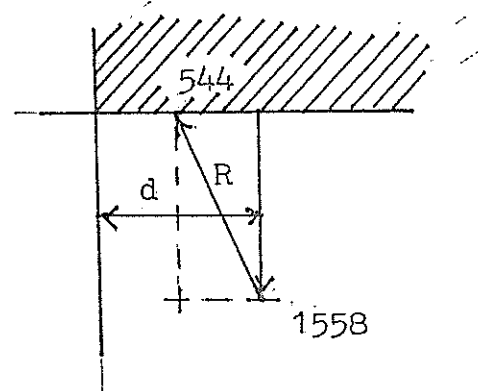
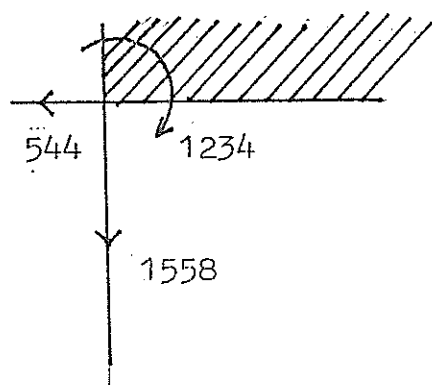
Luas Bagian	a	r	M = a . r
1	$\frac{0,17 \cdot 0,30}{2}$	0,68	0,02
2	$\frac{0,50 \cdot 0,30}{2}$	0,85	0,07
3	$\frac{0,51 \cdot 0,30}{2}$	0,34	0,02
4	$0,69 \cdot 0,30$	0,86	0,18
5	$1,20 \cdot 0,30$	0,60	0,14
	$\Sigma a = 0,63 \text{ m}^2$		$\Sigma M = 0,43$

$$\text{Maka jarak } b \text{ adalah} = \frac{\Sigma M}{\Sigma a} = \frac{0,43}{0,63} = 0,68 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \text{Berat total penumpang adalah } W &= \Sigma a \cdot \text{lebar} \cdot \rho \\ &= 0,63 \cdot 0,8 \cdot 2.300 \\ &= 1.200 \text{ kgf.} \end{aligned}$$

Gaya (kgf)	komponen x	komponen z
$F_1 = 643,160$	- 480,207	427,849
$F_2 = 96,474$	-64,177	-72,031
$W = 1.200$	0	1.200
	$\Sigma H = -544,384$	$\Sigma V = 1.555,818$

Gaya (kgf)	Jarak (m)	M (kgf-m)
$F_1 = 643,160$	0,50	321,580
$F_2 = 96,474$	1,00	96,474
$W = 1.200$	0,68	816,000
		$\Sigma M = 1.234,054$



*gambar 3.6 Gaya - gaya Vertikal, Horizontal dan Momen  
Puntir yang bekerja pada Penumpu*

Tembok Penumpu tidak akan bergeser karena,

$$\Sigma H = 544,384 < (0,5) \Sigma V = 0,5 \cdot 1.555 = 777,5 \text{ kgf.}$$

Jarak gaya - gaya aksi dari sumbu z adalah :

$$d = \frac{\Sigma M}{\Sigma V} = \frac{1.234,054}{1.555,818} = 0,79$$

$d = l/2 + e$  dimana ;  $l$  = panjang struktur

$e$  = jarak gaya aksi terhadap gaya berat.

$$e = 0,79 - 0,5 = 0,29 \text{ m}$$

Maka tekanan maximum yang terjadi pada pondasi menurut Allen R. adalah <sup>9)</sup> :

$$\begin{aligned} P_f \text{ max} &= \frac{\sum V}{A} \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot e}{l}\right) \dots\dots\dots (3-10) \\ &= \frac{1.555,818}{1,0} \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot 0,29}{1,0}\right) \\ &= 4.262,941 \text{ kgf/m}^2. \end{aligned}$$

Dengan melihat table 3.3, bahwa tekanan maximum yang dibebankan sesuai untuk kondisi tanah liat.

Table 3.3 Tekanan Maximum untuk Beberapa kondisi tanah

	Maximum allowable bearing pressure (kgf/m <sup>2</sup> )		
	0	50,000	100,000
Alluvial soil			
Soft clay			
Sand			
Sand and gravel			
Sand and gravel with clay			
Shale			
Rock			

Sumber : Inversion Allen R. Microhidro Sourebook hal. 147

<sup>9)</sup> Ibid hal. 146.

Gaya yang terjadi pada belokan adalah :

$$\begin{aligned} F_a &= 1,6 \cdot 10^3 \cdot P \cdot D^3 \cdot \frac{(\beta - \alpha)}{2} \dots\dots\dots(3-11) \\ &= 1,6 \cdot 10^3 \cdot (150,202) \cdot (0,30)^2 \cdot (\sin 24,15^\circ) \\ &= 8.849,041 \text{ kgf.} \end{aligned}$$

## BAB IV

### PEMILIHAN JENIS TURBIN

Berapa putaran permenit yang harus dilakukan oleh turbin ?

Biasanya akan memilih putaran turbin sesuai dengan yang akan direncanakan atau akan menggerakkan beban dengan putaran yang direncanakan. Untuk putaran antara 200 - 300 rpm dapat di kopel langsung, sedangkan pada putaran 1500 - 3000rpm diperlukan transmisi.

Untuk daya - daya kecil, kita membatasi sampai dengan 150 KW , transmisi itu hampir selalu dilakukan dengan mempergunakan sabuk atau V belt. Pada transmisi mempergunakan sabuk, perbandingan lebih dari 1:3 tidak dianjurkan, pada transmisi dengan V belt perbandingan 1:5 adalah maksimum yang praktis.

#### 4.1. TURBIN SEBAGAI PENGGERAK GENERATOR

Dari data daya yang telah penulis peroleh pada bab yang didepan, yaitu sebesar  $P = 48,332 \text{ KW}$ . Maka generator diperkirakan akan membangkitkan daya sebesar itu juga .

Daya  $P = 48,332 \text{ KW}$  pada generator' dibutuhkan putaran paling tidak sebesar 1500 rpm , sehingga putaran kerja turbin yang direncanakan adalah :

$$n = 1500/3 = 500 \text{ rpm}$$

#### 4.2 PUTARAN SPECIFIK TURBIN

Definisi Putaran Spesifik Turbin adalah <sup>10)</sup>

Bilangan putar Spesifik dari sebuah turbin, dengan daya  $P$  KW, pada ketinggian  $H$  m, dan putaran poros  $n$  rpm, adalah jumlah putaran yang dicapai apabila sebuah model skala turbin tersebut bekerja dengan tinggi jatuh 1m menghasilkan daya 1 KW.

Maka rumus untuk putaran spesifik adalah <sup>11)</sup>

$$\begin{aligned}
 N_s &= \frac{n P^{1/2}}{H^{1,25}} \text{ rpm} \dots\dots\dots (4-1) \\
 &= \frac{500 \cdot 48,332^{1/2}}{45^{1,25}} \\
 &= 15,394 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan kecepatan spesifiknya, dapat ditentukan jenis turbin yang sesuai agar diperoleh efisiensi yang maksimum.

---

<sup>10)</sup> Visser Arie M. C. Pedoman Kerja Pembangkit Tenaga Air

Kecil PTP, ITB, hal. 31

<sup>11)</sup> Ibid. hal. 32



#### 4.3 PEMERIKSAAN JENIS - JENIS TURBIN

Sesuai dengan putaran kritis turbin yang diperoleh, maka pemilihan jenis turbin menurut table 4.1 dibawah ini, yang sesuai adalah jenis turbin Pelton.

Table 4.1 Jenis Turbin Air dan Kecepatan Specifiknya

Type of runner	Ns
Pelton	12 - 30
Turgo	20 - 70
Cross Flow	20 - 80
Francis	80 - 400
Propeler dan Kaplan	340 - 1000

Sumber : Inversion Allen R. Microhidro Sourcebook hal. 172  
 Dalam pemilihan turbin Pelton ada pembagian jenis menurut banyaknya jumlah nozzle, dan yang menentukan jumlah nozzle adalah kecepatan spesifik itu sendiri. Menurut *Miroslav Necleba*<sup>12)</sup> (tabel 4.2), dipilih turbin pelton dengan satu nozzle.

---

<sup>12)</sup> Miroslav Necleba, Dr. Teclin ME, Hydraulics Turbine and Their design Equipment, copy right by Artia printed in Cechoslovakia, hal. 80.

Table 4.2 Jenis Turbin Pelton dan Kecepatan Spesifiknya

Ns	Turbin Type
4 to 35	Pelton wheel with 1 nozzle
17 to 50	Pelton wheel with 2 nozzle
24 to 70	Pelton wheel with 4 nozzle
...	...
...	...

Sumber : Miroslav Necleba, DR. Teclin ME, Hydraulics  
 Turbin and their design Eguipment, copy right by  
 Artia printed in Cechoslovakia, hal. 80

#### 4.4 KECEPATAN LIAR TURBIN

Ada kemungkinan karena sesuatu hal, turbin bekerja tanpa beban. Dalam hal tersebut ada gejala bahwa roda turbin akan berputar dengan sangat cepatnya, kecepatan ini dinamakan *kecepatan liar*. Dalam perencanaan suatu turbin, kekuatannya harus diperhitungkan dengan kecepatan liarnya untuk mencegah kerusakan turbin. Pada umumnya kecepatan liar untuk turbin adalah sebagai berikut :

(lihat tabel 4.3)

Table 4.3 Kecepatan Liar Turbin Air

Jenis Turbin	Kecepatan Liar (% kecepatan Kerja)
Kaplan	250 - 300 %
Francis	200 %
Impuls (Pelton)	200 %

Sumber : Arismunandar Wiranto, Penggerak Mula Turbin  
Penerbit ITB. Bandung, 1982, hal. 54

Jadi kecepatan Liar turbin yang direncanakan adalah :

$$\begin{aligned}
 n &= n' 200 \% \\
 &= 500. 200 \% \\
 &= 1000 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

## BAB V

### PERENCANAAN RUNNER

Runner dari turbin pelton berupa piringan atau disc yang pada bagian kelilingnya ditempatkan sudu - sudu yang berbentuk dua mangkok terpasang bersisihañ secara simetris. Sumbu dari runner turbin dipasang menjadi satu dengan poros turbin.

#### 5.1. DIAMETER RUNNER

Pitch diameter runner yaitu diameter lingkaran dimana titik pada lengkungnya merupakan pusat semburan air dari nozzle. Besarnya pitch diameter runner adalah <sup>13)</sup>:

$$D = \frac{43500 \cdot \eta h \sqrt{H_e}}{n} \dots\dots\dots(5-1)$$

dimana :  $\eta h$  = efisiensi hidrolik (0,85-0,90) <sup>14)</sup>

$H_e$  = head efektif

$n$  = putaran turbin

$$D = \frac{43500 \cdot 0,87 \cdot \sqrt{42,729}}{500} = 494,766 \text{ mm}$$

Pitch diameter runner diambil 500 mm

---

<sup>13)</sup> Mirslav Necleba, Dr. Teclin ME, Hydraulics Turbine and Their design Equipment, copy right by Artia printed in Cechoslovakia, hal. 282

<sup>14)</sup> Herbert Addition, Applied Hydroulics, the English Language, book society and chapman, hal. 350

### 5.2. DIMENSI BUCKET

Untuk menghitung ukuran utama bucket digunakan rumus empiris yang berdasarkan percobaan - percobaan dan pengalaman. Dimensi bucket ini sangat tergantung dari diameter pancaran air yang keluar dari nozzle.

Kecepatan pancaran air dari nozzle adalah <sup>15)</sup> :

$$C_o = \varphi \sqrt{2g \cdot H_e} \dots\dots\dots(5-2)$$

Dimana :  $\varphi$  = efisiensi nozzle (0,95-0,98)<sup>16)</sup>

$g$  = percepatan gravitasi bumi (9,81 m/det<sup>2</sup>)

$H_e$  = tinggi efektif (42,729 m)

Maka

$$C_o = 0,96 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 42,729} = 27,78 \text{ m/det}^2.$$

Diameter pancaran air yang mengenai bucket adalah<sup>17)</sup>:

$$\begin{aligned} D_o &= \sqrt{4 Q / \pi \cdot C_o} \dots\dots\dots(5-3) \\ &= \sqrt{4 \cdot 0,20 / 3,14 \cdot 27,78} = 0,095766 \text{ m} \end{aligned}$$

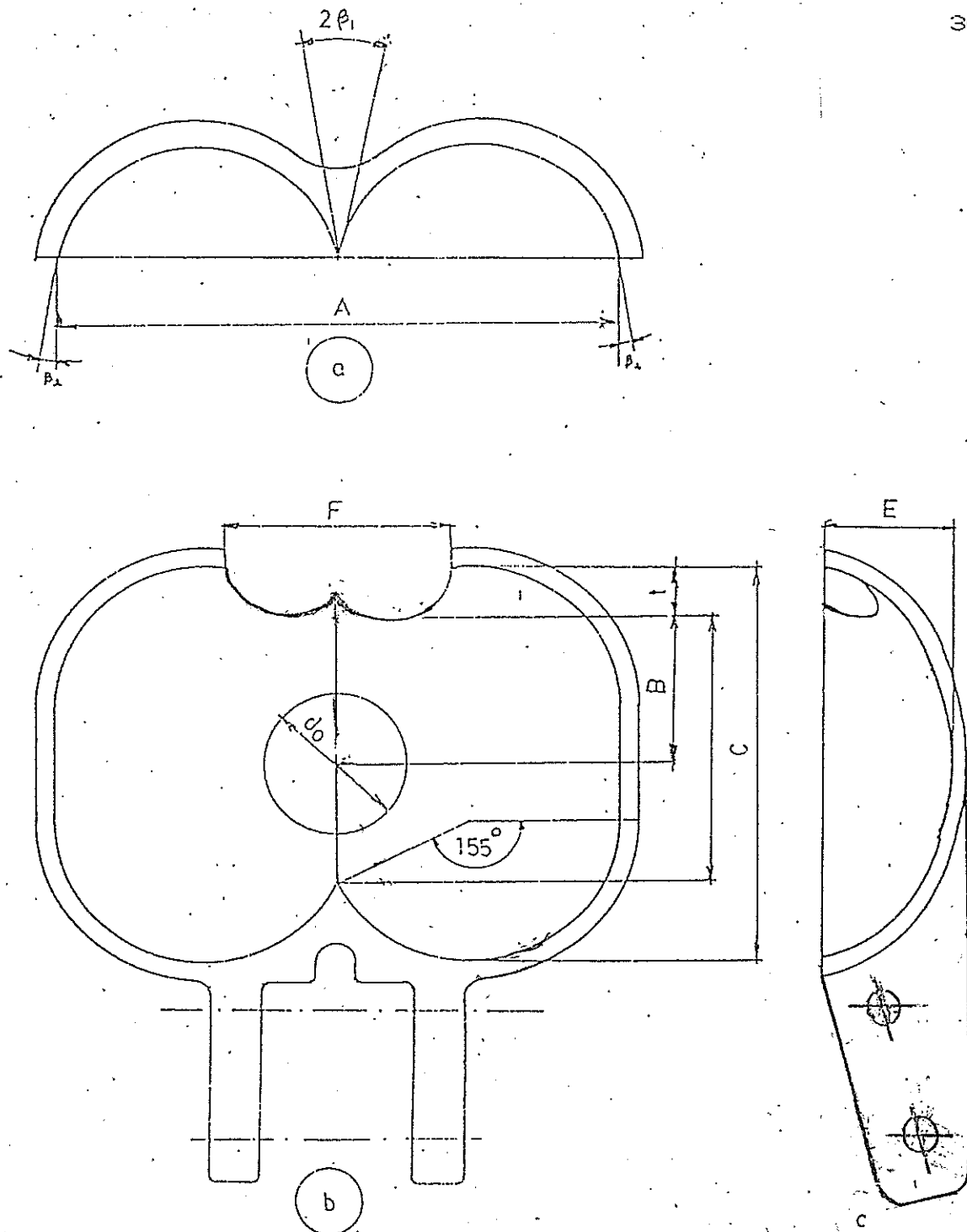
Diameter pancaran air diambil = 95 mm

---

<sup>15)</sup> Miroslav Necleba, op. cit. hal. 380.

<sup>16)</sup> Ibid hal. 380

<sup>17)</sup> Ibid hal. 380



Gambar 5.1 Ukuran Bucket Turbin Air Pelton

Ukuran bucket ditentukan dengan rumus empiris sebagai berikut<sup>18)</sup>:

Lebar bucket ,  $A = ( 3,2 \div 5 )$  do

Panjang bucket ,  $C = ( 2,5 \div 3,6 )$  do

Dalam notch ,  $t = ( 0,32 \div 0,46 )$  do

Jarak notch ke pusat jet ,  $B = ( 0,9 \div 1,2 )$  do

Ukuran - ukuran lain adalah :

Dalam bucket<sup>19)</sup>,  $E = 0,95$  do

Lebar notch<sup>20)</sup> ,  $F = 1,25$  do + 5 mm

Sudut masuk dan sudut keluar

Sudut masuk<sup>20)</sup>,  $\beta_1 = 7^\circ \div 15^\circ$

Sudut keluar<sup>21)</sup>,  $\beta_2 = 4^\circ \div 10^\circ$

Dalam perencanaan ini , bucket direncanakan terbuat dari besi tuang dengan bentuk seperti pada gambar . Berdasarkan rumus empiris diatas diambil ukuran - ukuran bucket sebagai berikut :

$$A = 4 \cdot 95 = 380 \text{ mm}$$

$$C = 3 \cdot 95 = 285 \text{ mm}$$

$$t = 0,4 \cdot 95 = 38 \text{ mm}$$

$$B = 1,1 \cdot 95 = 104,5 \text{ mm}$$

<sup>18)</sup> Ibid hal. 399

<sup>19)</sup> Ibid hal. 399

<sup>20)</sup> Ibid hal. 397

<sup>21)</sup> Ibid hal. 382

<sup>22)</sup> K. Meerwarth, Wasserkraft Maschinen, Springer verlag

Berlin, 1963, hal. 145

Sudut masuk, sudut keluar dan ukuran - ukuran lain :

$$\beta_1 = 10^\circ ; \quad E = 0,95 \cdot 95 = 90,2 \text{ mm}$$

$$\beta_2 = 6^\circ ; \quad F = (1,20 \cdot 95) + 5 = 119 \text{ mm}$$

### 5.3. JUMLAH BUCKET

Jumlah minimum dari bucket dicari dengan rumus empiris sebagai berikut<sup>23)</sup>:

$$Z = D/2d_o + 15 \dots\dots\dots (5-12)$$

$$= 500/(2 \cdot 95) + 15 = 17,604$$

Penentuan jumlah bucket juga dipertimbangkan berdasarkan Tabel 5.1 dibawah ini<sup>24)</sup>:

*Tabel 5.1 Hubungan Jumlah Bucket Dengan Perbandingan Antara  $d_o$  Dan  $D$ .*

$d_o/D$	1/6	1/8	1/10	1/15	1/20	1/25
Z	17-21	18-22	19-24	22-27	24-30	26-33

Dari perencanaan di dapat

$$d_o/D = 95/500 = 1/5,2$$

Berdasarkan perhitungan dan tabel 5.1 diatas, maka ditentukan jumlah bucket :

$$Z = 17 \text{ buah.}$$

<sup>23)</sup> TR Banga, S.C. Sharma, Hydraulic Machine with Fluid

Power Engineering, Khana Publisher, Delhi, 1982, hal. 98

<sup>24)</sup> Miroslav Necleba, op. cit. hal. 392



#### 5.4 DIAGRAM KECEPATAN

Kerja partikel - partikel air waktu memberikan energinya pada bucket tidak mungkin sama, tergantung dari kondisi dan tempat dimana partikel air tersebut mengadakan kontak dengan bucket.

Dengan demikian tentu sangat sulit untuk menggambarkan secara tepat jalannya partikel air dalam bucket. Maka dari itu dalam menggambarkan diagram kecepatan dilakukan dengan cara pendekatan.

Dalam penggambaran diagram kecepatan ini, diambil tiga posisi bucket seperti pada gambar 5.2 dimana :

D1 = dua kali jarak antara titik tempat partikel air saat mengenai sudu dengan pusat runner.

D2 = dua kali jarak antara titik tempat partikel air saat meninggalkan sudu dengan pusat runner.

Co = kecepatan air keluar nozzle.

$\delta$  = sudut antara arah kecepatan keliling dengan arah air masuk bucket.

Perhitungan untuk posisi I, didapat :

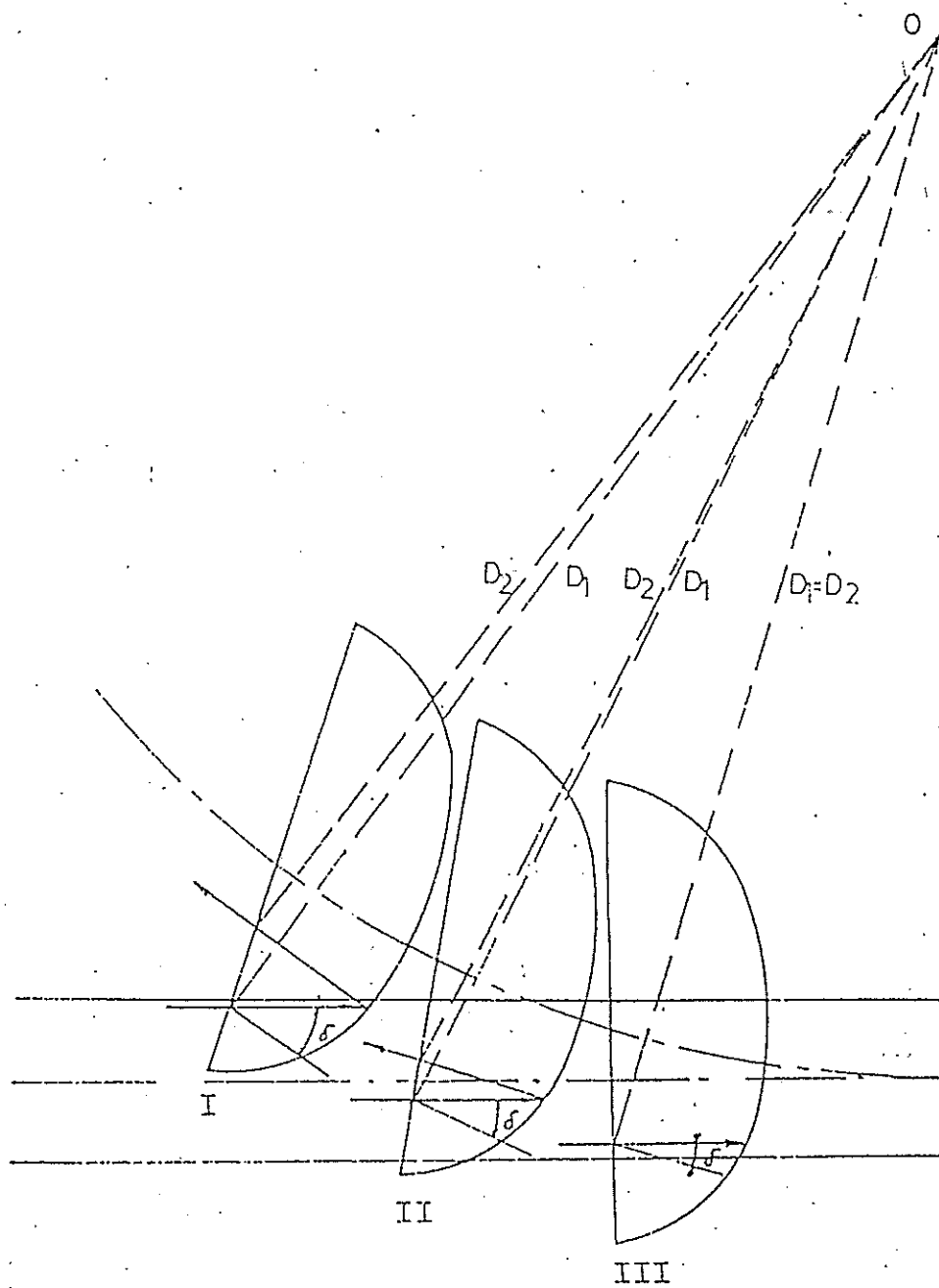
$$\delta = 35^{\circ}$$

$$D1 = 572 \text{ mm}$$

$$D2 = 531 \text{ mm}$$

Kecepatan keliling titik masuk :

$$\begin{aligned} U1 &= (\pi \cdot D1 \cdot n)/60 \dots\dots\dots (5-14) \\ &= (3,14 \cdot 0,825 \cdot 500)/60 = 21,5875 \text{ m/det} \end{aligned}$$



Posisi I  $\delta = 35^\circ$

Posisi II  $\delta = 25^\circ$

Posisi III  $\delta = 16^\circ$

Gambar 5.2 Posisi Bucket

Kecepatan keliling titik keluar :

$$U_2 = (\pi \cdot D_2 \cdot n) / 60 \dots\dots\dots(5-15)$$

$$= (3,14 \cdot 0,765 \cdot 500) / 60 = 20,0175 \text{ m/det}$$

Kecepatan relatif air keluar nozzle terhadap kecepatan keliling titik masuk :

$$W_0 = \sqrt{U_1^2 + C_0^2 - 2 \cdot U_1 \cdot C_0 \cdot \cos \delta} \dots\dots\dots(5-16)$$

$$= \sqrt{21,5875^2 + 27,729^2 - 2 \cdot 21,5875 \cdot 27,729 \cos 35^\circ}$$

$$= 47,0678 \text{ m/det}$$

Bila arah air masuk membentuk sudut terhadap arah kecepatan keliling, maka terjadi perubahan  $\beta_1$  menjadi  $\beta_1'$

$$\text{tg } \beta_1' = \text{tg } \beta_1 \cos \delta \dots\dots\dots(5-17)$$

$$= \text{tg } 10^\circ \cdot \cos 35^\circ$$

sehingga didapat

$$\beta_1' = 8,217^\circ$$

Kecepatan relatif sisi masuk :

$$W_1 = W_0 \cos \beta_1' \dots\dots\dots(5-18)$$

$$= 47,0678 \cdot \cos 8,217^\circ = 46,5845 \text{ m/det}$$

kecepatan relatif sisi keluar <sup>25)</sup>:

$$W_2 = \sqrt{W_1^2 - U_1^2 + U_2^2}$$

$$= \sqrt{46,5845^2 - 21,5875^2 + 20,0175^2}$$

$$= 45,878 \text{ m/det}$$

$$W_{st} = W_0 \cdot \sin \beta_1' \dots\dots\dots(5-20)$$

$$= 47,0678 \sin 8,217^\circ = 6,727 \text{ m/det}$$

---

<sup>25)</sup> Meervart, op. cit. hal. 388

Sudut antara  $U_2$  dan  $W_2$  pada segitiga kecepatan dihitung dengan rumus <sup>26)</sup>:

$$\beta_2 - \beta_2' = 15^\circ \text{ do/A} \dots\dots\dots(5-21)$$

$$\beta_2 = 6^\circ + 15^\circ (96/384) = 9,75^\circ$$

Kecepatan air keluar bucket :

$$\begin{aligned} C_2 &= \sqrt{W_2^2 + U_2^2 - 2 \cdot W_2 \cdot U_2 \cos \beta_2'} \\ &= \sqrt{45,878^2 + 20,0175^2 - 2 \cdot 45,878 \cdot 20,0175 \cdot \cos 9,75^\circ} \\ &= 26,368 \text{ m/det} \end{aligned}$$

Dengan jalan yang sama maka harga - harga untuk posisi I, II, III dapat ditabelkan sebagai berikut :

---

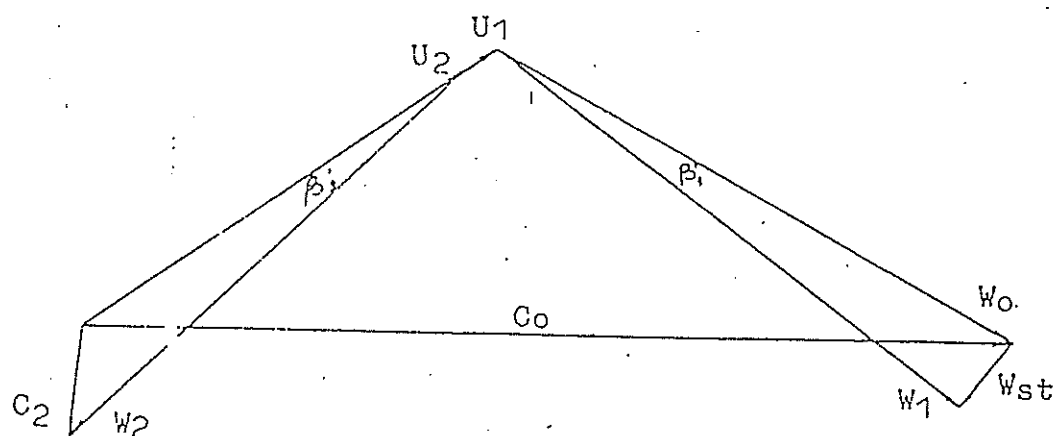
<sup>26)</sup> Miroslav Necleba, op. cit. hal. 401

Tabel 5.2 Parameter Diagram Kecepatan Turbin Pelton

Para- meter	Satuan	Posisi		
		I	II	III
$\delta$	degre	35	25	16
D1	mm	572	565	552
D2	mm	531	545	552
Co	m/det	27,78	27,78	27,78
U1	m/det	21,58	21,47	21,01
U2	m/det	20,01	20,24	20,37
$\beta_1$	degre	8,217	9,013	9,312
$\beta_2$	degre	9,75	9,75	9,75
Wo	m/det	47,06	45,65	44,61
W1	m/det	46,58	45,48	44,43
W2	m/det	45,87	45,03	44,43
Wst	m/det	6,727	6,548	6,081
C2	m/det	26,36	24,22	24,07

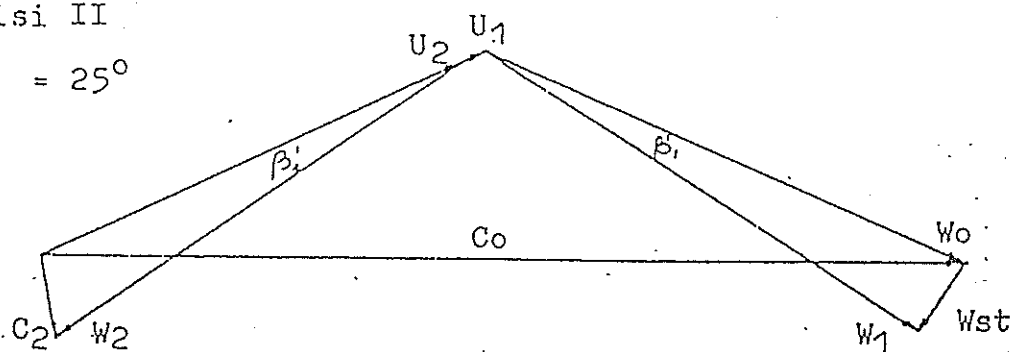
Posisi I

$$\delta = 35^\circ$$



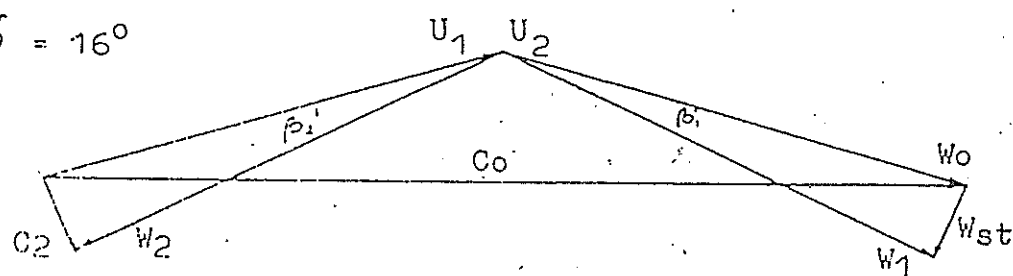
Posisi II

$$\delta = 25^\circ$$



Posisi III

$$\delta = 16^\circ$$



Gambar 5.3 Segitiga Kecepatan

### 5.5 GAYA - GAYA YANG BEKERJA PADA BUCKET

Ada dua macam gaya yang bekerja pada bucket yaitu :

1. Gaya sentrifugal yang bekerja dalam arah radial dan besarnya <sup>27)</sup>:

$$F_c = (G U^2) / g r \dots\dots\dots(5-23)$$

dimana :

$G$  = berat bucket

$U$  = kecepatan keliling

$g$  = percepatan gravitasi

$r$  = jari - jari pusat masa bucket

2. Gaya jet yang bekerja dalam arah tangensial dan besarnya <sup>28)</sup> :

$$F_o = \frac{\pi \rho d_o^2}{2 g} (C_o - U_1^2) \dots\dots\dots(5-24)$$

dimana :

$\rho$  = berat jenis air

$d_o$  = diameter jet

$C_o$  = kecepatan jet

Peninjauan gaya - gaya tersebut pada keadaan :

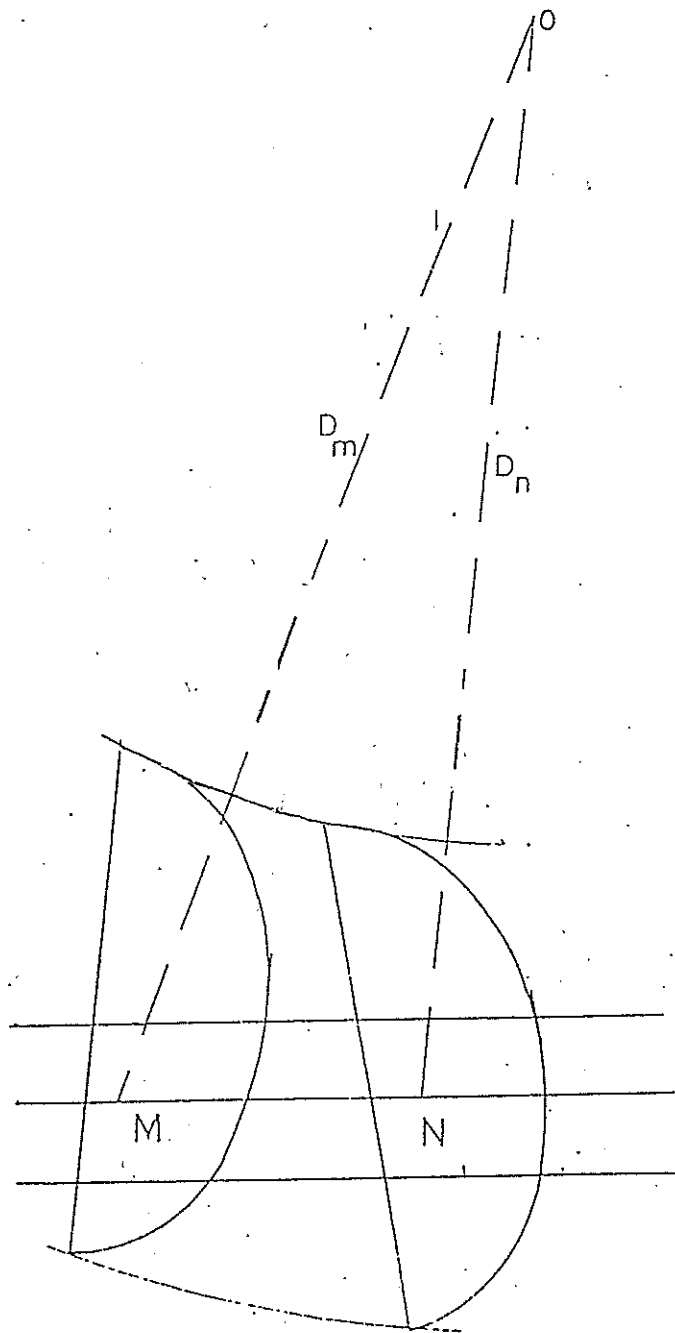
- a. Kecepatan normal
- b. Kecepatan liar
- c. Runner diam

Selain itu harus ditinjau kedudukan bucket terhadap jet.

---

<sup>27)</sup> Miroslav necleba, op. cit. hal. 401

<sup>28)</sup> Ibid, hal. 402



Gambar 5.4 Posisi Awal dan Akhir Dari Seluruh Aksi Jet yang Bekerja Pada Bucket



1. Posisi M : awal dari seluruh aksi jet bekerja pada bucket.
2. Posisi N : akhir dari seluruh aksi jet bekerja pada bucket.

#### POSISI M

- a. Pada kondisi kecepatan normal ( $n = 500$  rpm)

Dari gambar 5.4 didapat besarnya  $D_m = 534$  mm.

Besarnya kecepatan keliling :

$$\begin{aligned}
 U_1 &= (\pi D_m n)/60 \dots\dots\dots(5-25) \\
 &= (3,14 \cdot 0,534 \cdot 500)/60 = 13,973 \text{ m/det.}
 \end{aligned}$$

Gaya dari jet :

$$\begin{aligned}
 F_o &= \frac{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,096^2}{2 \cdot 9,81} (27,78 - 13,973)^2 \\
 &= 281,171 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Gaya sentrifugal :

$$F_c = (G U^2)/g r \dots\dots\dots(5-26)$$

dimana :

$G$  = berat bucket, diperkirakan 4 kg

$r$  = jarak pusat berat bucket kepusat runner

$$= 1/2 \cdot D_p = 1/2 \cdot 489 = 244,5 \text{ mm}$$

$$U = (\pi D_p n)/60$$

$$= (3,14 \cdot 0,489 \cdot 500)/60 = 12,795 \text{ m/det}$$

maka

$$F_c = (4 \cdot 12,795^2)/9,81 \cdot 0,2445 = 273,0240 \text{ kg}$$

Sudut antara gaya sentrifugal dan gaya jet :

$$\sin \alpha = D/D_m = 500/534$$

$$\alpha = 69,44^\circ$$

Gaya resultante :

$$\begin{aligned} Fr &= \sqrt{Fo^2 + Fc^2 - 2 Fo Fc \cos \alpha} \\ &= \sqrt{281,171^2 + 273,04^2 - 2 \cdot 281,171 \cdot 273,04 \cdot \cos 69,44^\circ} \\ &= 315,721 \text{ kg} \end{aligned}$$

b. Pada kondisi kecepatan liar (n = 1000 rpm)

Besarnya kecepatan keliling :

$$\begin{aligned} U_1 &= (\pi D_m n)/60 \\ &= (3,14 \cdot 0,534 \cdot 1000)/60 = 27,946 \text{ m/det} \end{aligned}$$

Gaya dari jet :

$$\begin{aligned} Fo &= \frac{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,096^2}{2 \cdot 9,81} (27,78 - 27,946)^2 \\ &= 0,0406 \text{ kg} \end{aligned}$$

Gaya sentrifugal :

$$\begin{aligned} Fc &= (G U^2)/g r \\ U &= (\pi D_p n)/60 = (3,14 \cdot 0,489 \cdot 1000)/60 \\ &= 25,591 \text{ m/det} \end{aligned}$$

maka

$$Fc = (4 \cdot 25,591^2)/(9,81 \cdot 0,2445) = 1092,409 \text{ kg}$$

Gaya resultante :

karena harga  $Fo$  dianggap kecil maka,

$$\begin{aligned} Fr &= Fc \\ &= 1092,409 \text{ kg} \end{aligned}$$

c. Pada kondisi diam ( $n = 0$ )

$$U_1 = 0$$

Gaya dari jet :

$$F_o = \frac{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,096^2}{2 \cdot 9,81} (27,78 - 0)^2$$

$$= 1138,249 \text{ kg}$$

Gaya sentrifugal :

karena  $n = 0$  , maka  $F_c = 0$

Gaya resultante :

$$F_r = F_o$$

$$= 1138,249 \text{ kg}$$

*POSISI N*

Dari gambar 5.4 didapat besarnya  $D_n = 502 \text{ mm}$

a. Pada kondisi kecepatan normal ( $n = 500 \text{ rpm}$ )

Besarnya kecepatan keliling :

$$U_1 = (3,14 \cdot 0,502 \cdot 500)/60 = 13,135 \text{ m/det}$$

Gaya dari jet :

$$F_o = \frac{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,096^2}{2 \cdot 9,81} (27,78 - 13,135)^2$$

$$= 316,338 \text{ kg}$$

Gaya sentrifugal :

$$F_c = (G U^2)/g r$$

$$U = (3,14 \cdot 0,534 \cdot 500)/60 = 13,973 \text{ m/det}$$

maka

$$F_c = (4 \cdot 13,973^2)/(9,81 \cdot 0,2445)$$

$$= 325,679 \text{ kg}$$

Sudut antara gaya sentrifugal dan gaya jet :

$$\sin \alpha = D/D_n = 500/502$$

$$\alpha = 84,88^\circ$$

Gaya resultante :

$$\begin{aligned} Fr &= \sqrt{316,338^2 + 325,679^2 - 2 \cdot 316,338 \cdot 325,679 \cos 84,88^\circ} \\ &= 433,299 \text{ kg} \end{aligned}$$

b. Pada kondisi kecepatan liar ( $n = 1000 \text{ rpm}$ )

Kecepatan keliling :

$$\begin{aligned} U_1 &= (3,14 \cdot 0,502 \cdot 1000)/60 \\ &= 26,271 \text{ m/det} \end{aligned}$$

Gaya dari jet :

$$\begin{aligned} Fo &= \frac{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,096^2}{2 \cdot 9,81} (27,78 - 26,271)^2 \\ &= 3,358 \text{ kg} \end{aligned}$$

Gaya sentrifugal :

$$\begin{aligned} F_c &= (G U^2)/g r \\ U &= (3,14 \cdot 0,534 \cdot 1000)/60 \\ &= 27,946 \text{ m/det} \end{aligned}$$

maka

$$\begin{aligned} F_c &= (4 \cdot 27,946^2)/9,81 \cdot 0,2445 \\ &= 1302,717 \text{ kg} \end{aligned}$$

Gaya resultante :

karena besarnya  $F_o$  kecil jika dibandingkan dengan  $F_c$ ,

maka  $Fr = F_c$

$$= 1302,717 \text{ kg}$$

c. Pada kondisi diam  $C_n = 0$

Kecepatan kelilingnya  $U_1 = 0$

Gaya dari jet :

$$F_o = \frac{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,096^2}{2 \cdot 9,81} (27,78 - 0)^2$$

$$= 1138,249 \text{ kg}$$

Gaya sentrifugal :

karena  $n = 0$ , maka  $F_c = 0$

gaya resultante

$$F_r = F_o = 1138,249 \text{ kg}$$

## 5.6 PERENCANAAN PIN

Dalam perencanaan pin, gaya - gaya yang bekerja pada pin I dan pin II dipilih gaya terbesar. Dari hasil perhitungan sebelumnya didapat gaya terbesar yang bekerja pada pin adalah  $P = 1138,249 \text{ kg}$ . Dalam perencanaan ini ukuran dan bentuk pin dibuat sama. Bahan pin direncanakan S 55 C dengan kekuatan tarik  $\sigma_t = 72 \text{ kg/mm}^2$ <sup>29)</sup> faktor keamanan  $S_f = 6$ <sup>30)</sup>

Tegangan tarik yang diijinkan :

$$[\sigma_t] = [\sigma_t] / S_f \dots\dots\dots (5-27)$$

$$= 72/6 = 12 \text{ kg/mm}^2$$

---

<sup>29)</sup> Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,

Pradnya Paramita, Jakarta, 1978, hal. 9.

<sup>30)</sup> Ibid, hal. 8.

Tegangan geser ijin <sup>31)</sup>:

$$[\tau_s] = 0,5 [\tau_t] \dots\dots\dots (5-28)$$

$$= 0,5 \cdot 12 = 6 \text{ kg/mm}$$

Luas penampang pin yang terkena geser dihitung dengan persamaan <sup>32)</sup>:

$$[\tau_s] \geq P/A, \text{ maka}$$

$$A \geq 1138,249/6 = 189,708 \text{ mm}^2$$

Karena terdapat dua luasan geser maka diameter pin adalah

$$\pi/4 d^2 = 189,708/2$$

$$d = \sqrt{(4 \cdot 189,708)/(\pi \cdot 2)} = 10,989 \text{ mm}$$

Diameter pin diambil standar = 12 mm

Ujung pin dibuat berulir dengan ulir metrik 10 mm, dengan ketentuan berdasarkan N82 sebagai berikut <sup>33)</sup>

$$\text{diameter luar} = 10 \text{ mm}$$

$$\text{diameter rusuk} = 9,026 \text{ mm}$$

$$\text{diameter teras} = 8,052 \text{ mm}$$

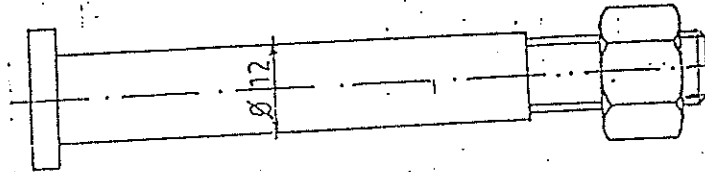
Mur dan baut disini hanya digunakan untuk menahan pin, tidak dihitung berdasarkan gaya - gaya yang bekerja pada pin sehingga pengambilan yang lebih kecil dari diameter pin masih aman.

<sup>31)</sup> Ibid, hal. 8

<sup>32)</sup> Ibid, hal. 296

<sup>33)</sup> J. laheiy, LA. De Bruijn, Ilmu menggambar Bangunan Mesin,

Pradnya Paramita, Jakarta, 1979, hal. 184



Gambar 5.5 Diameter Pin

### 5.7 PERENCANAAN TANGKAI BUCKET

Dimensi tangkai bucket direncanakan seperti pada gambar 5.6. Bahan tangkai bucket adalah besi tuang. Tegangan tarik bahan <sup>34)</sup>  $\sigma_t = 12 - 24 \text{ kg/mm}^2$ , dengan faktor keamanan = 5 dan tegangan geser diambil 0,5 kali tegangan tarik, maka :

$$[\tau_s] = 0,5 \cdot 20/5 = 2 \text{ kg/mm}^2$$

Gaya paling besar yang akan menyobek bucket adalah :

$$P = 1138,249 \text{ kg}$$

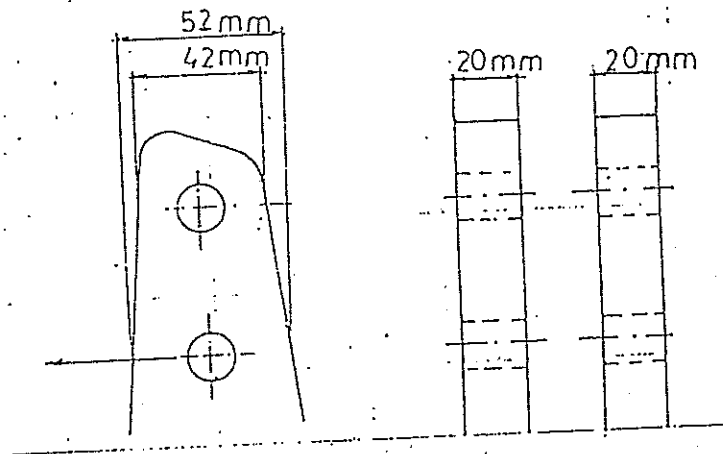
Pada tempat pin

Lebar sobekan jika pin tergeser adalah

$$S = 0,5 \cdot 42 = 21 \text{ mm}$$

---

<sup>34)</sup> Soelomo Wongsotjitro, Buku Politeknik, Penerbit Sumur



Gambar 5.6 Tangkai Bucket

Karena bentuknya diambil  $S = 20$  mm. Tebal tangkai bucket direncanakan  $t = 20$  mm. Sehingga luas bidang sobekan pin adalah :

$$A = 2 \cdot t \cdot S = 2 \cdot 20 \cdot 20 = 1600 \text{ mm}^2$$

Tegangan geser yang terjadi adalah :

$$\tau_s = P/A = 1138,249/1600 = 0,7114 \text{ kg/mm}^2$$

Dari hasil perhitungan diatas ternyata bahan mampu menahan tegangan geser yang terjadi.

Pemeriksaan terhadap momen yang terjadi;

Besarnya momen tahanan adalah <sup>35)</sup>

$$W = \frac{2t(b^3 - d^3)}{6b} \dots\dots\dots(5-29)$$

<sup>35)</sup> Miroslav Necleba, op. cit. hal. 411



dimana  $t$  = tebal tangkai (= 20mm)

$b$  = lebar tangkai (= 50mm)

$c$  = diameter lubang tangkai (= 12mm)

Sehingga didapat :

$$W = \frac{2 \cdot 20 \cdot (50^3 - 12^3)}{6 \cdot 50} = 16436,267$$

Momen yang terjadi adalah ;

$$\begin{aligned} M &= P \cdot \text{jarak pin} \\ &= 1138,249 \cdot 50 = 56912,45 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

Tegangan bengkok yang terjadi adalah :

$$\sigma_b = M/W = 56912,45/16436,267 = 3,4626 \text{ kg/mm}^2$$

Harga tegangan bengkok yang diijinkan pada bahan

$$[\sigma_b] = [\tau_t] = 20/5 = 4 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan yang terjadi =  $3,4626 \text{ kg/mm}^2 < 4 \text{ kg/mm}^2$ , maka dimensi tangkai bucket memenuhi syarat.

## 5.8 PEMERIKSAAN KEKUATAN BUCKET

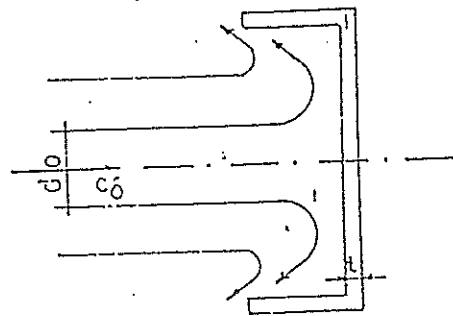
Sesuai dengan yang telah direncanakan didepan bahwa bucket dibuat dari besi tuang dengan tegangan tarik bahan sama dengan  $12 - 24 \text{ kg/mm}^2$ . Tebal bucket direncanakan  $t = 6 \text{ mm}$ . Faktor keamanan bucket didasarkan atas beban yang bekerja secara dinamis impact yang besarnya =  $6 - 9$  diambil faktor keamanan = 6

Tegangan tarik yang diijinkan

$$[\sigma_t] = 20/6 = 3.33 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser ijin adalah

$$\begin{aligned} [\tau_s] &= 0,5 [\sigma_t] \\ &= 0,5 \cdot 3,33 = 1,665 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$



Gambar 5.7 Asumsi Bentuk Bucket

Untuk mempermudah penganalisaan, bentuk bucket diasumsikan sebagai plat dasar seperti terlihat pada gambar 5.7 sehingga dengan rumus yang sederhana dapat digunakan untuk memeriksa kekuatan bucket<sup>30)</sup>

Luas bidang yang tergeser bila kena semburan air adalah :

$$A = \pi \cdot d_o \cdot t \dots\dots\dots (5-30)$$

$$= 3,14 \cdot 96 \cdot t$$

$$= 301,593 t$$

Gaya jet maksimum adalah  $F_o = 1138,249 \text{ kg}$ , sehingga tegangan geser yang terjadi adalah :

---

<sup>30)</sup> William P. Creager & Justin, Hydro Electric Hand Book,  
John Wiley and sons inc, New York, Hal. 38

$$\tau_s = F_o/A$$

$$3,33 = 1138,249 / 301,593 t$$

$$t = 1.133 \text{ mm}$$

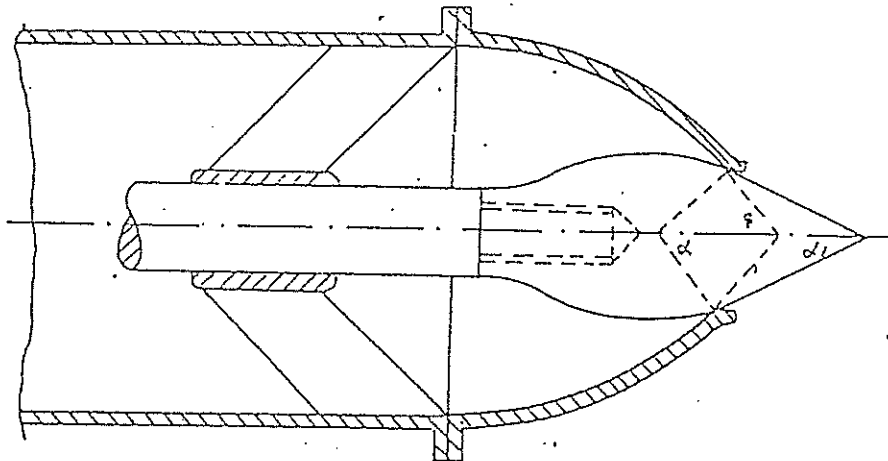
Berdasarkan perhitungan diatas, maka tebal bucket 6 mm, adalah memenuhi syarat.

## BAB VI

### PERENCANAAN NOZZLE DAN NEEDLE

#### 6.1 PERENCANAAN NOZZLE DAN NEEDLE

Untuk mendapatkan nozzle yang efektif, maka perlu diperhatikan besarnya sudut  $\alpha$  dan  $\beta$ .



Gambar 6.1 Kontruksi Needle

Besarnya sudut spear ( $\alpha_1$ ) dan sudut nozzle ( $\beta$ ), yang umumnya digunakan adalah <sup>37)</sup>:

$$\alpha_1 = 25^\circ \quad \beta = 40^\circ$$

Dari gambar 6.1 didapat

$$\alpha = 90^\circ - \alpha_1 = 90^\circ - 25^\circ = 65^\circ$$

---

<sup>37)</sup> K. Meerwarth, op. cit., hal 149

Besarnya diameter throat adalah <sup>38)</sup>:

$$d_1 = \sqrt{(Q \sin \alpha) / (0,589 \cdot \mu \cdot C_o)} \dots\dots\dots(6-1)$$

$d_1$  = diameter throat

$\mu$  = the efflux coefisient (0,8 - 0,9)

$C_o$  = kecepatan air keluar nozzle

$$\begin{aligned} d_1 &= \sqrt{(0,20 \cdot \sin 65^\circ) / (0,589 \cdot 0,84 \cdot 27,78)} \\ &= 0,1318 \text{ m} \end{aligned}$$

Diameter nozzle diambil 132 mm

Diameter pancaran air adalah :

$$\begin{aligned} d_o &= 550 \sqrt{0,20 / 45} \\ &= 94,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dalam keadaan nozzle membuka penuh atau maksimum maka diameter needle yang tepat pada throat adalah <sup>39)</sup>

$$\begin{aligned} d_2 &= 0,5 \cdot d_1 \dots\dots\dots(6-2) \\ &= 0,5 \cdot 132 = 66 \text{ mm} \end{aligned}$$

Koreksi terhadap kapasitas maksimum air yang keluar dari nozzle :

$$\begin{aligned} Q_n &= \mu \cdot \pi \cdot \frac{(d_1^2 - d_2^2)}{4 \sin \alpha} \cdot C_o \dots\dots\dots(6-3) \\ &= 0,84 \cdot 3,14 \cdot \frac{(0,132^2 - 0,066^2)}{4 \sin 65^\circ} \cdot 27,78 \\ &= 0,2041 \text{ m}^3/\text{det} \end{aligned}$$

Harga ini mendekati kapasitas air yang tersedia yaitu 0,20 meter<sup>3</sup>/detik, maka perencanaan diatas memenuhi syarat.

---

<sup>38)</sup> Mirslav Necleba, op. cit., hal 417

<sup>39)</sup> Ibid, hal. 417

Besarnya diameter maksimum dari needle dihitung dengan persamaan empiris <sup>40)</sup>

$$\begin{aligned} D &= 1,5 \cdot d_o \\ &= 1,5 \cdot 94,4 = 141,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter tangkai needle adalah

$$\begin{aligned} d_p &= 0,7 \cdot d_o \\ &= 0,7 \cdot 94,4 = 66,08 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dibuat  $d_p = 68 \text{ mm}$

Panjang langkah needle

$$\begin{aligned} L_n &= 0,8 d_o \\ &= 0,8 \cdot 94,4 = 75,52 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk memudahkan pengukuran dan pembuatan diambil 76 mm.

Gaya maksimum yang digunakan untuk menggerakkan needle dihitung dengan rumus <sup>41)</sup>:

$$F_n = \pi/4 (d_1^2 - d_o^2) P \dots\dots\dots (6-4)$$

Dimana  $P$  = tekanan air

$$= 15.000 \text{ kg/m}^2$$

Sehingga didapat

$$\begin{aligned} F_n &= 3,14 \cdot \pi/4 (13,5^2 - 9,5^2) 1,5000 \\ &= 108,33 \text{ kg} \end{aligned}$$

---

<sup>40)</sup> K. Meerwarth, op. cit., hal. 152

<sup>41)</sup> Miroslav necleba, op. cit., hal. 420

## 6.2 PENGERAK NEEDLE

Untuk mengatur needle dalam perencanaan ini digunakan pengaturan manual yaitu dengan hand wheel dan batang berulir pada bagian ujung dari tangkai needle yang berhubungan dengan hand wheel. Dengan memutar hand wheel maka needle akan bergerak maju atau mundur sesuai dengan yang dikehendaki menurut keperluan. Antara tangkai dengan needle dihubungkan menggunakan ulir.

Bahan tangkai needle direncanakan S 45 C dengan kekuatan tarik  $\sigma_t = 58 \text{ kg/mm}^2$ , dan faktor keamanan  $S_f = 2$ . Maka tegangan tarik yang diijinkan adalah :

$$\begin{aligned} [\sigma_t] &= \sigma_t / S_f \\ &= 58 / 2 = 29 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Diameter minimum ulir trapesium yang dipergunakan adalah

$$\begin{aligned} {}^{42)} \quad d_m &= \sqrt{(4 \cdot 1,3 \cdot F_n) / (\pi \cdot [\sigma_t])} \dots\dots\dots(6-5) \\ &= \sqrt{(4 \cdot 1,3 \cdot 324,99) / (3,14 \cdot 29)} = 18,558 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter baut bila dihitung dari gaya aksial yang terjadi ukurannya terlalu kecil bila dibandingkan dengan diameter batang pengaturannya (68 mm), maka diameter luar ulir diambil 25 mm. Menurut standart ulir trapesium N364 adalah sebagai berikut <sup>43)</sup>:

$$\text{- Diameter luar ulir} \quad (d_1) = 25 \text{ mm}$$

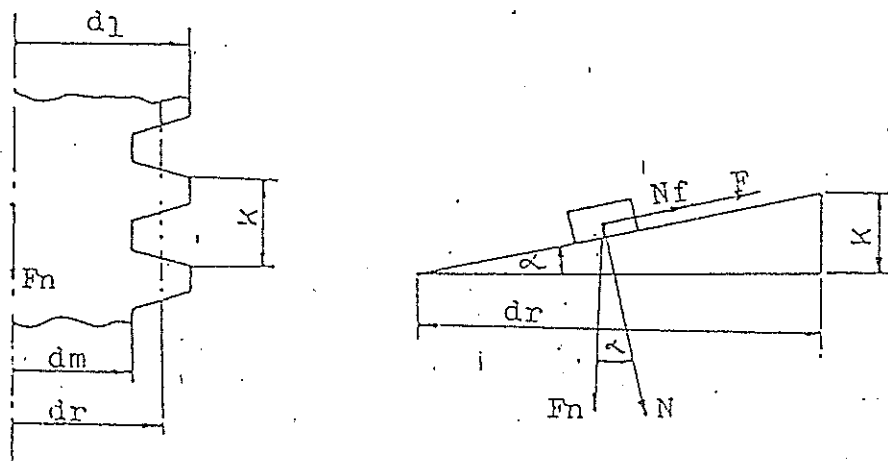
---

<sup>42)</sup> Dobrovolsky, op. cit. hal 132

<sup>43)</sup> J. Laheij, op. cit. hal. 191

- Diameter dalam ulir ( $d_m$ ) = 19,5 mm
- Diameter teras ulir ( $d_r$ ) = 22,5 mm
- Kisar ( $K$ ) = 5 mm

Gaya - gaya bekerja pada ulir dapat digambarkan seperti dibawah ini :



Gambar 6.2 Gaya - gaya yang Bekerja pada Ulir

Dari gambar 6.2 didapat

Sudut pendakian ulir

$$\begin{aligned}
 \operatorname{tg} \alpha &= K / \pi \cdot d_r \dots\dots\dots (6-6) \\
 &= 5 / (3,14 \cdot 22,5) = 0,7070 \\
 \alpha &= 4,044^{\circ}
 \end{aligned}$$

Gaya untuk memutar mur akibat pendakian ulir :

$$\begin{aligned}
 F &= F_n \operatorname{tg} \alpha \dots\dots\dots (6-7) \\
 &= 108,33 \cdot \operatorname{tg} 4,044^{\circ} = 137,189 \text{ kg}
 \end{aligned}$$



Gaya untuk memutar mur akibat gesekan :

$$N_f = N \cdot \mu / \cos \alpha \dots\dots\dots(6-8)$$

$$\mu = \text{koefisien gesek}^{44)} = 0,15$$

maka

$$N_f = 324,99 \cdot 0,15 \cdot / \cos 4,044^\circ = 48,8706 \text{ kg}$$

Jumlah gaya untuk memutar mur pada sisi ulir adalah :

$$K = F + N_f \dots\dots\dots(6-9)$$

$$= 137,189 + 48,8706 = 186,059 \text{ kg}$$

Besarnya momen untuk memutar mur ;

$$M_m = 0,5 \cdot K \cdot d_r \dots\dots\dots(6-10)$$

$$= 0,5 \cdot 186,059 \cdot 22,5 = 2093,163 \text{ kgmm}$$

Gaya untuk memutar hand wheel direncanakan 2 kg, maka jari

- jari hand wheel adalah :

$$R = M_m / F \dots\dots\dots(6-11)$$

$$= 2093,163 / 2 = 1046,581 \text{ mm}$$

Untuk mempermudah pembuatannya, jari - jari hand wheel dibuat 1100 mm. Jadi diameter hand wheel 2200 mm.

### 6.3 TINJAUAN TERHADAP WATER HAMMER

Water Hammer adalah perubahan tekanan air didalam pipa baik membesar maupun mengecil, yang disebabkan oleh perubahan - perubahan mendadak dari aliran air. Kecepatan air maksimum didalam penstoks adalah :

---

<sup>44)</sup> Dobrovolsky, op. cit., hal. 167

$$\begin{aligned}
 V_o &= (4 \cdot Q) / (\pi D_o^2) \dots\dots\dots (6-12) \\
 &= (4 \cdot 0,20) / (3,14 \cdot 0,30^2) \\
 &= 2,830 \text{ m/det}
 \end{aligned}$$

Jika penstock ditutup, maka terjadi perlambatan dari aliran air yang mengakibatkan timbulnya penambahan tekanan pada penstock. Agar lebih aman dianggap penstock dapat ditutup dalam waktu 0,1 detik, maka besarnya water hammer yang terjadi adalah <sup>45)</sup>:

$$\Delta P_{wh} = (2 \rho L V_o) / T_o \dots\dots\dots (6-13)$$

$\rho$  = mass density of water (101,85 kg dt<sup>2</sup>/m<sup>4</sup>) <sup>46)</sup>

$L$  = panjang penstock (68m)

$V_o$  = kecepatan maksimum air dalam penstock

(2,830 m/det)

$T_o$  = waktu penutupan penstock (0,1 dt)

$$\begin{aligned}
 \Delta P_{wh} &= (2 \cdot 101,85 \cdot 68 \cdot 2,830) / 0,1 \\
 &= 392000 \text{ kg/m}^2 = 39,2 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

Jumlah tekanan pada penstock

$$\begin{aligned}
 P_{wh} &= P + \Delta P_{wh} \dots\dots\dots (6-14) \\
 &= 15,020 + 39,3 = 54,22 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan ini ternyata lebih kecil jika dibandingkan dengan tegangan tarik bahan (PVC) yaitu sebesar 280 kgf/cm<sup>2</sup>

---

<sup>45)</sup> B. Nekrasov, op. cit., hal 160

<sup>46)</sup> Victor L Streeter, op. cit., hal 534

## BAB VII

### PERENCANAAN TRANSMISI, POROS, DAN BANTALAN

#### 7.1 PERENCANAAN TRANSMISI

Transmisi daya putaran dari poros turbin ke generator dalam perencanaan ini dipergunakan transmisi sabuk - V. Data - data dari hasil perhitungan sebelumnya adalah sebagai berikut :

- Daya turbin ( $N_t$ ) = 48,332 KW
- Putaran Turbin ( $n_t$ ) = 500 rpm
- Putaran Generator ( $n_g$ ) = 1500 rpm

Jarak antara poros turbin dengan poros generator diambil ( $C_c$ ) = 1100 mm, dan operasi turbin diperkirakan 16 - 24 jam per hari.

Daya perencanaan :

$$P_d = f_c \cdot N_t \dots\dots\dots(7-1)$$

$$f_c = \text{faktor koreksi (1,2)}^{47)}$$

sehingga

$$\begin{aligned} P_d &= 1,2 \cdot 48,332 \\ &= 57,998 \text{ KW} \end{aligned}$$

perbandingan reduksi :

$$\begin{aligned} i &= n_g/n_t = 1500/500 \\ &= 3 \end{aligned}$$

---

<sup>47</sup> Sularso, op. cit., hal. 166

Berdasarkan daya perencanaan dan putaran generator maka dipilih sabuk tipe V kelas D.<sup>48)</sup>

Diameter pulley kecil untuk sabuk tipe VD dianjurkan  $d_p = 224$  mm. Sehingga diameter pulley besar adalah :

$$\begin{aligned} D_p &= i \cdot d_p \dots\dots\dots(7-2) \\ &= 3 \cdot 224 = 672 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Perbandingan antara jarak sumbu poros dan diameter pulley ditentukan :<sup>49)</sup>

$$C/D_p = 1,5 - 2$$

Dari perencanaan didapat

$$C/D_p = 1100/672 = 1,636$$

Maka jarak antara sumbu poros dan diameter pulley besar memenuhi syarat.

Kecepatan linier sabuk :<sup>50)</sup>

$$\begin{aligned} V_s &= (\pi d_p n_g)/60 \cdot 1000 \dots\dots\dots(7-3) \\ &= (3,14 \cdot 224 \cdot 1500)/60 \cdot 1000 \\ &= 17,58 \text{ m/det.} \end{aligned}$$

Kecepatan sabuk maksimum adalah 25 m/det, maka kecepatan linier sabuk dalam perencanaan memenuhi syarat.

Panjang sabuk dihitung menggunakan rumus sebagai berikut<sup>51)</sup>

<sup>48)</sup> Ibid, hal. 164

<sup>49)</sup> Ibid, hal. 166

<sup>50)</sup> Ibid, hal. 166

<sup>51)</sup> Ibid, hal. 170

$$\begin{aligned}
 L_s &= 2C + \pi/2 (d_p + D_p) + 1/4C (D_p - d_p)^2 \dots\dots\dots(7-4) \\
 &= 2 \cdot 1100 + 3,14/2 (224 + 672) + 1/4 \cdot 1100 (672 - 224)^2 \\
 &= 3652,32 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Dipilih sabuk standart dengan panjang sabuk <sup>52)</sup> = 3658 mm.

Dengan demikian maka jarak poros yang dipakai adalah <sup>53)</sup>:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8} \dots\dots\dots(7-5)$$

$$\begin{aligned}
 \text{dimana } b &= 2 L_s - \pi (D_p - d_p) \dots\dots\dots(7-6) \\
 &= 2 \cdot 3658 - 3,14 (672 - 224) \\
 &= 5909,28 \text{ mm, sehingga}
 \end{aligned}$$

$$C = \frac{5909,3 + \sqrt{5909,3^2 - 8(672 - 224)^2}}{8} = 1406,1 \text{ mm.}$$

Besarnya sudut kontak pada pulli kecil <sup>54)</sup>:

$$\begin{aligned}
 \theta &= 180^\circ - [57 (D_p - d_p)/C] \dots\dots\dots(7-7) \\
 &= 180^\circ - [57 (672 - 224)/1406,1] \\
 &= 162,510^\circ
 \end{aligned}$$

Untuk  $D_p - d_p/C = 672 - 224/1406,1 = 0,288$ ,

maka faktor koreksi <sup>55)</sup>:

$$K\theta = 0,96$$

---

<sup>52)</sup> Ibid, hal. 168

<sup>53)</sup> Ibid, hal. 170

<sup>54)</sup> Ibid, hal. 173

<sup>55)</sup> Ibid, hal. 174

Besarnya kapasitas daya yang dapat ditransmisikan adalah<sup>56)</sup>:

$$P_o = (dpn) \{ C_1(dpn)^{-0,09} - (C_2/dp) - C_3(dpn)^2 \} - C_2n \\ \{ 1 - (1/C_5) \} \dots\dots\dots(7-8)$$

$$P_o = \frac{672 - 180}{224 - 180} (17 - 11,8) + 11,8 + \frac{100}{200} (1,22 - 1,06) \\ + 1,06 = 33,62 \text{ KW}$$

Jumlah sabuk<sup>57)</sup>:

$$N = P_d / (P_o \cdot K_0) \dots\dots\dots(7-9) \\ = 57,998 / (33,62 \cdot 0,96) \\ = 1,796$$

dipakai jumlah sabuk 2 buah.

## 7.2 PERHITUNGAN GAYA - GAYA PADA PULI

Jika tarikan belt pada sisi tarik dan sisi kendur masing - masing adalah  $F_1$  dan  $F_2$  maka besarnya gaya tarik efektif adalah<sup>58)</sup>:

$$F_1 - F_2 = F_e \dots\dots\dots(7-10)$$

$$F_e = (Nt \cdot 102) / V_s \dots\dots\dots(7-11)$$

$$= (48,333 \cdot 102) / 14,13$$

$$= 348,9006 \text{ kg, sehingga}$$

$$F_1 - F_2 = 348,9006$$

---

<sup>56)</sup> Ibid, hal. 172

<sup>57)</sup> Ibid, hal. 172

<sup>58)</sup> Ibid, hal. 171

Tarikan pada sisi tarik dirumuskan sebagai berikut<sup>59)</sup>:

$$F_1 = F_2 e^{\mu' \vartheta} \dots\dots\dots (7-12)$$

$\vartheta$  = sudut kontak (radian)

$$= 155,881 \cdot \pi / 180^\circ = 2,7192 \text{ radian.}$$

$\mu$  = koefisien gesek antara sabuk dan puli (0,3)<sup>60)</sup>

$\mu'$  = koefisien gesek nyata<sup>61)</sup>

$$= 3 \cdot \mu = 3 \cdot 0,3 = 0,9 \text{ Sehingga,}$$

$$F_1 = F_2 \cdot 2,7183^{0,9 \cdot 2,7192}$$

$$F_1 = 11,557 F_2$$

Dari kedua persamaan tersebut didapat :

$$11,557 F_2 - F_1 = 348,9006$$

$$F_2 = 348,9006 / (11,557 - 1) = 33,0492 \text{ kg.}$$

$$F_1 = 11,557 F_2$$

$$= 11,557 \cdot 33,0492 = 381,949 \text{ kg.}$$

Gaya tarik pada sisi tarik dan sisi kendur sabuk adalah :

$$F_1' = 381,949 / 6 = 63,658 \text{ kg.}$$

$$F_2' = 33,0492 / 6 = 5,5082 \text{ kg.}$$

Besar sudut  $\alpha$  (gambar 7.1) adalah

$$\text{tg } \alpha = (D_p - d_p) / 2 \cdot C' \dots\dots\dots (7-13)$$

$$= (672 - 224) / 2 \cdot 1406,1 = 0,153$$

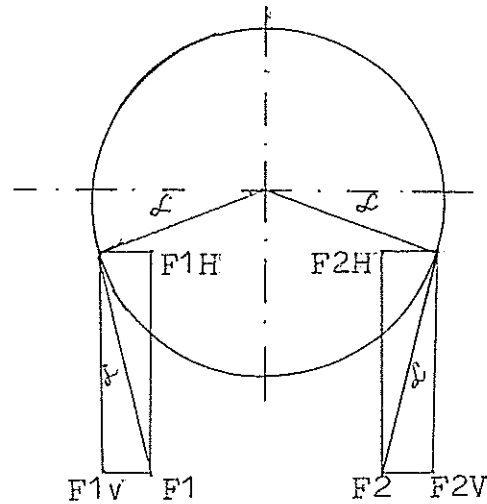
$$\alpha = 9,665^\circ$$

---

<sup>59)</sup> Ibid, hal. 171

<sup>60)</sup> Dobrovolsky, op. cit., hal. 206

<sup>61)</sup> Ibid, hal. 214



Gambar 7.1 Analisa Gaya Pada Puli

Dengan demikian didapat :

$$F_{1V} = F_1 \cos \alpha \dots\dots\dots(7-14)$$

$$= 381,949 \cos 9,665^\circ = 377,555 \text{ kg.}$$

$$F_{1H} = F_1 \sin \alpha \dots\dots\dots(7-15)$$

$$= 381,949 \sin 9,665^\circ = 57,764 \text{ kg.}$$

$$F_{2V} = F_2 \cos \alpha \dots\dots\dots(7-16)$$

$$= 33,0492 \cos 9,665^\circ = 32,668 \text{ kg.}$$

$$F_{2H} = F_2 \sin \alpha \dots\dots\dots(7-17)$$

$$= 33,0492 \sin 9,665^\circ = 4,998 \text{ kg.}$$



### 7.3.2 Berat Runner dan Perlengkapannya

Berat setiap bucket diperkirakan 4 kg dan jumlah bucket yang direncanakan adalah 17 buah.

Sehingga berat total bucket =  $4 \times 17 = 68$  kg

Berat disc dan perlengkapannya diperkirakan 100 kg.

Berdasarkan asumsi diatas maka berat runner dan perlengkapannya adalah :

$$Gr = 68 + 100 = 168 \text{ kg.}$$

### 7.4 PERENCANAAN POROS TURBIN

Daya yang dibangkitkan turbin adalah

$$N_t = 48,332 \text{ KW}$$

Faktor koreksi daya  $f_c = 1,4$

Sehingga besarnya daya perencanaan adalah

$$\begin{aligned} P_d &= N_t \cdot f_c \dots\dots\dots(7-19) \\ &= 48,333 \cdot 1,4 = 76,663 \text{ KW} \end{aligned}$$

Momen torsi yang terjadi adalah <sup>62)</sup>:

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \cdot 10^5 (P_d/n) \dots\dots\dots(7-20) \\ &= 9,74 \cdot 10^5 (67,663/500) = 131813,75 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

Gaya yang bekerja pada poros akibat tarikan sabuk pada puli adalah :

$$\begin{aligned} F_v &= F_1V + F_2V \dots\dots\dots(7-21) \\ &= 377,555 + 32,668 = 410,223 \text{ kg.} \end{aligned}$$

---

<sup>62)</sup> Ibid, hal. 7

$$F_h = F_{1H} - F_{2H} \dots\dots\dots(7-22)$$

$$= 57,764 - 4,998 = 62,762 \text{ kg.}$$

Berat puli turbin adalah :

$$G_p = 23,742 \text{ kg.}$$

Dengan demikian maka besarnya gaya vertikal karena berat puli dan tarikan sabuk adalah :

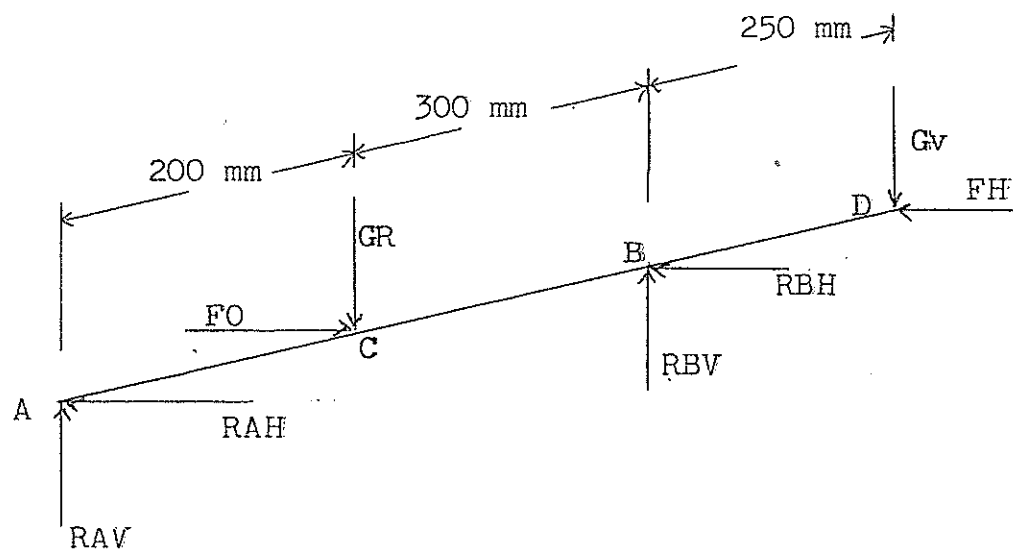
$$G_v = F_v + G_p \dots\dots\dots(7-23)$$

$$= 410,223 + 23,742$$

$$= 433,965 \text{ kg.}$$

Berat runner dan perlengkapannya ( $G_r$ ) = 168 kg.

Gaya jet maksimum yang bekerja pada bucket adalah ( $F_o$ ) = 1138,249 kg.



Gambar 7.3 Gaya - gaya yang Bekerja pada Poros

Besarnya gaya reaksi pada tumpuan A dan B dihitung dengan persamaan momen sebagai berikut :

- Gaya reaksi vertikal :

$$\sum MB_v = 0$$

$$\begin{aligned} R_{Av} &= (G_r \cdot 300 - G_v \cdot 250) / 500 \\ &= (168 \cdot 300 - 474,327 \cdot 250) / 500 \\ &= -118,92 \text{ kg.} \end{aligned}$$

$$\sum MA_v = 0$$

$$\begin{aligned} R_{Bv} &= (G_r \cdot 200 + G_v \cdot 750) / 500 \\ &= (168 \cdot 200 + 474,327 \cdot 750) / 500 \\ &= 726,36 \text{ kg.} \end{aligned}$$

- Gaya reaksi horizontal :

$$\sum MB_H = 0$$

$$\begin{aligned} R_{Ah} &= (F_o \cdot 200 + F_h \cdot 250) / 500 \\ &= (1138,249 \cdot 200 - 65,9184 \cdot 250) / 500 \\ &= 715,9086 \text{ kg.} \end{aligned}$$

$$\sum MA_H = 0$$

$$\begin{aligned} R_{Bh} &= (F_o \cdot 300 - F_h \cdot 750) / 500 \\ &= (1138,249 \cdot 300 - 65,9184 \cdot 750) / 500 \\ &= 356,422 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Momen lentur yang terjadi adalah :

- Momen Lentur akibat gaya vertikal :

$$M_{Av} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{Cv} &= R_A \cdot 200 \\ &= -118,92 \cdot 200 = -23784 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

$$MB_v = G_v \cdot 250$$

$$= 474,329 \cdot 250 = 109860 \text{ kgmm.}$$

- Momen lentur akibat gaya horizontal :

$$MA_h = 0$$

$$MCh = RA_h \cdot 200$$

$$= 715,9086 \cdot 200 = 143181,72 \text{ kgmm}$$

$$MB_h = F_h \cdot 250$$

$$= 65,9184 \cdot 250 = 16479,6 \text{ kgmm.}$$

Harga momen lentur gabungan adalah :

$$\begin{aligned} MC &= (MC_v^2 + MCh^2)^{1/2} \\ &= (23784^2 + 143181,72^2)^{1/2} \\ &= 145143,66 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} MB &= (MB_v^2 + MB_h^2)^{1/2} \\ &= (109860^2 + 16479,6^2)^{1/2} \\ &= 111089,1391 \text{ kgmm.} \end{aligned}$$

Bahan poros dipilih SNCM8 dengan kekuatan tarik <sup>63)</sup>:

$$\sigma_t = 105 \text{ kg/mm}^2$$

Faktor keamanan pengaruh massa dan pengaruh konsentrasi

tegangan adalah <sup>64)</sup>:  $Sf_1 = 6$  dan  $Sf_2 = 1,3 - 3$

Sehingga tegangan geser yang diijinkan adalah :

$$\begin{aligned} \tau_a &= \sigma_t / Sf_1 \cdot Sf_2 \dots\dots\dots(7-24) \\ &= 105/6 \cdot 2 = 8,75 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

---

<sup>63)</sup> Ibid, hal. 3

<sup>64)</sup> Ibid, hal. 8

Faktor koreksi terhadap momen puntir dan momen lentur adalah :

$$K_t = 1 - 1,5 \text{ (bila terjadi sedikit kejutan)}$$

$$K_M = 1,5 - 2 \text{ (beban dengan tumbukan ringan)}$$

Dengan demikian maka besarnya diameter poros adalah <sup>65)</sup>:

$$d_s = [5,1/\tau_a \sqrt{(K_M M)^2 + (K_t T)^2}]^{1/3} \dots \dots \dots (7-25)$$

$$\begin{aligned} d_s &= [5,1/8,75 \sqrt{(2.111089,1391)^2 + (1,5.13813,75)^2}]^{1/3} \\ &= 55,758 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Konsentrasi tegangan karena adanya alur pasak pada tempat runner dan puli perlu diperhitungkan.

Diameter poros dipilih  $d_s = 60 \text{ mm}$ , maka <sup>66)</sup>:

- alur pasak :  $18 \times 7 \text{ (mm)}$
- jari - jari fillet :  $r = 1 \text{ mm}$

Perbandingan jari - jari fillet dan diameter poros adalah

$$r/d_s = 1/60 = 0,01667$$

Maka besarnya faktor konsentrasi tegangan adalah :

$$\alpha = 2,62$$

Tinjauan terhadap tegangan geser :

$$\begin{aligned} \tau &= 5,1/d_s^3 [\sqrt{(K_M M)^2 + (K_t T)^2}] \\ &= 5,1/60^3 [\sqrt{(2.111089,1391)^2 + (1,5.13813,75)^2}] \\ &= 5,266 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

---

<sup>65)</sup> Ibid, hal. 18

<sup>66)</sup> Ibid, hal. 10

Syarat :  $\tau_a \cdot S_f2 > \tau \cdot \alpha$

Dari perhitungan didapat :

$$8,75 \cdot 2 < 5,266 \cdot 2,62 \text{ (tidak memenuhi)}$$

Suatu diameter poros  $d_s = 60$  mm tidak cukup, dan dicoba dengan menggunakan diameter poros  $d_s = 65$  mm dengan ketentuan :

- alur pasak =  $20 \times 7,5$  (mm)
- jari - jari fillet,  $r = 1$  (mm)

Perbandingan jari - jari fillet dengan diameter poros :

$$r/d_s = 1/65 = 0,0154$$

Faktor konsentrasi tegangan sebesar,  $\alpha = 2,65$

Ditinjau terhadap tegangan geser :

$$\begin{aligned} \tau &= 5,1/65^3 \left[ \sqrt{(2 \cdot 111089,1391)^2 + (1,5 \cdot 13813,75)^2} \right] \\ &= 4,1423 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Pemeriksaan diameter poros :

$$8,75 \cdot 2 > 4,1423 \cdot 2,65 \text{ (memenuhi syarat)}$$

Berdasarkan perhitungan diatas, maka diameter poros dipilih  $d_s = 65$  mm.

## 7.5 PEMERIKSAAN POROS TERHADAP PUNTIRAN DAN PUTARAN KRITIS

### 7.5.1 Pemeriksaan Poros terhadap Puntiran

Defleksi puntiran poros dihitung menggunakan rumus sebagai berikut <sup>67)</sup>

---

<sup>67)</sup> Ibid, hal. 18

$$\theta = 584 (T \cdot L) / (G \cdot d_s^4) \dots\dots\dots (7-26)$$

Dimana

T = momen torsi (13813,75 kgmm)

G = modulus geser untuk baja ( $8,3 \cdot 10^3$  kg/mm<sup>2</sup>)

L = panjang poros (750 mm)

ds = diameter poros (65 mm)

Sehingga didapat

$$\begin{aligned} \theta &= 584 (13813,75 \cdot 750) / (8,3 \cdot 10^3 \cdot 65^4) \\ &= 0,2338^\circ \end{aligned}$$

Untuk poros yang dipakai pada umumnya dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai 0,25 atau 0,30 derajat, maka diameter poros memenuhi syarat untuk defleksi puntiran.

#### 7.5.2 Pemeriksaan terhadap Putaran Kritis

Harga putaran kritis dihitung menggunakan rumus sebagai berikut <sup>68)</sup>

$$N_c = \frac{5200 d_s^2}{l_1 l_2} \sqrt{l W} \dots\dots\dots (7-27)$$

Dimana ds = diameter poros (mm)

l = panjang poros (mm)

W = berat beban (kg)

Bila terdapat beberapa benda berputar pada satu poros, maka putaran kritis keseluruhan dari sistem adalah :

$$1/N_{co}^2 = 1/N_{c1}^2 + 1/N_{c2}^2 + 1/N_{c3}^2 + \dots \dots\dots (7-28)$$

---

<sup>68)</sup> Ibid, hal 19

dimana

$N_{c1}$ ,  $N_{c2}$ ,  $N_{c3}$ , ... adalah putaran kritis dari poros dan masing - masing beban

Kecepatan kritis dari poros dan masing - masing beban (lihat gambar 7-3) adalah :

Kecepatan kritis karena berat runner :

$$N_{c1} = \frac{52700}{200} \frac{65^2}{300} \sqrt{500/168}$$

$$= 6402,0113 \text{ rpm}$$

Kecepatan kritis karena berat poros bagian (A - B)

Berat poros bagian (A - B) adalah :

$$W_{AB} = \pi/4 \cdot 65^2 \cdot 50 \cdot 7,8 \cdot 10^{-3} = 12,9348 \text{ kg}$$

Sehingga

$$N_{c2} = \frac{52700}{200} \frac{65^2}{300} \sqrt{500/12,934}$$

$$= 23073,031 \text{ rpm.}$$

Kecepatan kritis karena berat poros bagian (B - D)

Berat poros bagian (B - D) adalah :

$$W_{BD} = \pi/4 \cdot 65^2 \cdot 25 \cdot 7,8 \cdot 10^{-3} = 6,467 \text{ kg, sehingga}$$

$$N_{c3} = \frac{52700}{500} \frac{65^2}{250} \sqrt{750/6,467}$$

$$= 12788,371 \text{ rpm}$$

Kecepatan kritis karena berat puli

$$N_{c4} = \frac{52700}{500} \frac{65^2}{250} \sqrt{750/68,561}$$

$$= 19485,494 \text{ rpm}$$

Dengan demikian maka putaran kritis poros adalah :

$$1/N_c^2 = 1/6402,0113^2 + 1/2307,031^2 + 1/12788,371^2 +$$

$$1/19485,494^2$$



$$= 24 \cdot 10^{-9} + 2 \cdot 10^{-9} + 6 \cdot 10^{-9} + 3 \cdot 10^{-9}$$

$$N_c = 5345,2248 \text{ rpm}$$

Syarat putaran poros operasi yang diizinkan yaitu dibawah 80% dari putaran kritis. Dari hasil perhitungan diatas ( $500/5345,2248 < 80\%$ ), ternyata putaran operasi turbin memenuhi persyaratan, ditinjau dari putaran kritisnya.

## 7.6 PERENCANAAN PASAK

Untuk meneruskan momen torsi dari runner ke poros dan dari poros ke puli digunakan pasak. Gaya yang bekerja pada pasak adalah <sup>69)</sup>

$$P = 2T/ds \dots\dots\dots(7-29)$$

dimana

T = momen torsi yang terjadi (131813,75 kgmm)

ds = diameter poros (65 mm)

Sehingga didapat :

$$\begin{aligned} P &= 2 \cdot 313813,75/65 \\ &= 4055,8 \text{ kg} \end{aligned}$$

Ukuran pasak standart untuk diameter poros 65 mm adalah :

- lebar pasak (b) = 20 mm
- tinggi Pasak (h) = 12 mm
- kedalaman alur pasak ( $t_1$ ) = 7,5 mm
- kedalaman alur pada hub ( $t_2$ ) = 4,5 mm

---

<sup>69)</sup> Ibid, hal. 25

Bahan pasak direncanakan SNCMS dengan kekuatan tarik <sup>70)</sup>

$\sigma_t = 105 \text{ kg/mm}^2$  dan faktor keamanan  $S_f = 6$ , maka tegangan geser yang diijinkan adalah :

$$\begin{aligned}\tau_s &= 0,5 \sigma_t / S_f \dots\dots\dots (7-29) \\ &= 0,5 \cdot 105 / 6 \\ &= 8,75 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Panjang pasak yang diijinkan adalah :

$$\begin{aligned}\sigma_s &\geq P / (b \cdot l) \text{ maka} \\ l &\geq P / (b \cdot \sigma_s) \\ l &\geq 4055,8 / (20 \cdot 8,75) \\ l &\geq 23,176 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tekanan permukaan pasak yang diijinkan  $P_a = 10 \text{ kg/mm}^2$ , maka panjang pasak dihitung dengan persamaan sebagai berikut <sup>71)</sup>

$$\begin{aligned}P_a &\geq P / (L \cdot t_2), \text{ maka} \\ l &\geq P / (P_a \cdot t_2) \\ l &\geq 4055,8 / (10 \cdot 7,5) \\ l &\geq 54,077\end{aligned}$$

Diambil panjang pasak standart sebesar <sup>72)</sup>  $l = 63 \text{ mm}$ .

Pemeriksaan panjang pasak terhadap diameter poros :

$$l/d_s = 63/65 = 0,97$$

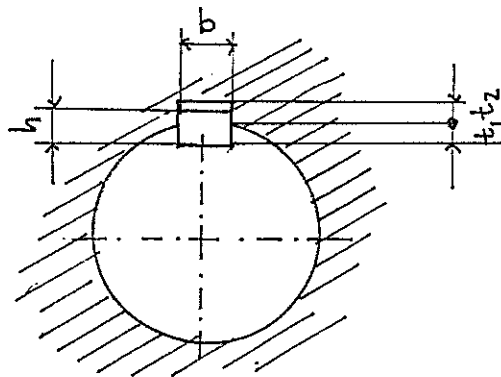
---

<sup>70)</sup> Ibid, hal. 3

<sup>71)</sup> Ibid, hal. 27

<sup>72)</sup> Ibid, hal. 10

Panjang pasak ditentukan <sup>7a)</sup> (0,75 - 1,50) kali diameter poros, maka panjang pasak diatas memenuhi syarat.



Gambar 7.4 Ukuran Pasak dan Alur Pasak

#### 7.7 PERENCANAAN BANTALAN

Untuk menentukan jenis dan bantalan (= *Bearing*) yang akan dipakai, maka terlebih dahulu harus diketahui besar beban yan dipikul, dan sifat operasi dari bantalan yang direncanakan .

Dari perhitungan sebelumnya bahwa, bantalan akan menerima beban radial, sebesar masing - masing  $R_A$  dan  $R_B$  :

$$\begin{aligned} R_A &= \sqrt{R_{Av}^2 + R_{Ah}^2} \dots\dots\dots (7-31) \\ &= \sqrt{(118,92)^2 + (715,9086)^2} = 725,718 \text{ kg.} \end{aligned}$$

---

<sup>7a)</sup> Ibid, hal. 7

$$\begin{aligned}
 RB &= \sqrt{RB_v^2 + RB_h^2} \dots\dots\dots (7-32) \\
 &= \sqrt{(726,36)^2 + (356,42)^2} = 809,094 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Karena bebannya berupa radial dan cukup besar, maka dipilih bantalan gelinding (= *roller bearing*). Untuk mesin - mesin yang dioperasikan secara terus - menerus selama 24 jam harus mempunyai umur (*life time in working hours*)<sup>74)</sup> sebesar  $L_h = 50.000$  sampai dengan  $100.000$  jam. Dan perbandingan beban (*loading ratio*)  $C/P$ , untuk roller bearing yang memenuhi persyaratan tersebut harus mempunyai harga  $C/P \geq 10,3$ . Jadi bantalan yang harus dipakai adalah yang mempunyai *dynamic load capacity* :

$$C \geq 10,3 (725,718) = 7474,895 \text{ kg} = 3386,127 \text{ Lb.}$$

dan

$$C \geq 10,3 (809,094) = 8333,668 \text{ kg} = 3775,151 \text{ Lb.}$$

Roller bearing yang memenuhi standart adalah <sup>75)</sup>

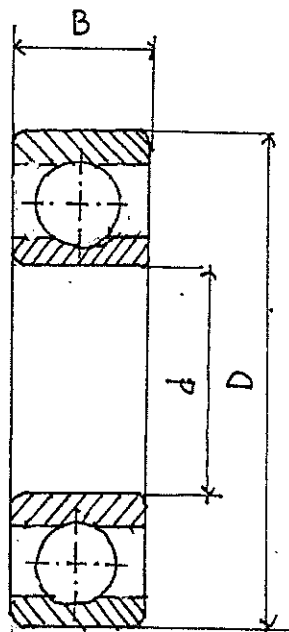
type *Deep Grove Ball Bearing 6314-2Z* dengan data - data :

- diameter dalam,  $d = 70 \text{ mm}$
- diameter luar,  $D = 150 \text{ mm}$
- dynamic load,  $C = 18000 \text{ Lb}$
- berat,  $W = 5,5 \text{ Lb}$

---

<sup>74)</sup> SKF. Catalog hal. 24

<sup>75)</sup> Ibid, hal. 164



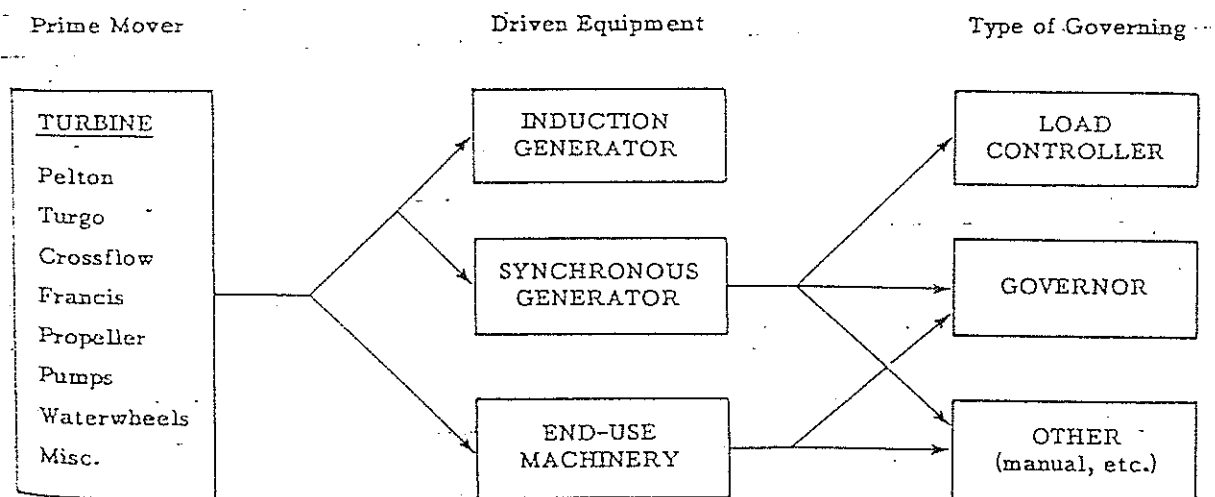
Gambar 7.5 Bantalan Gelinding

## BAB VIII

### PERLENGKAPAN TURBIN

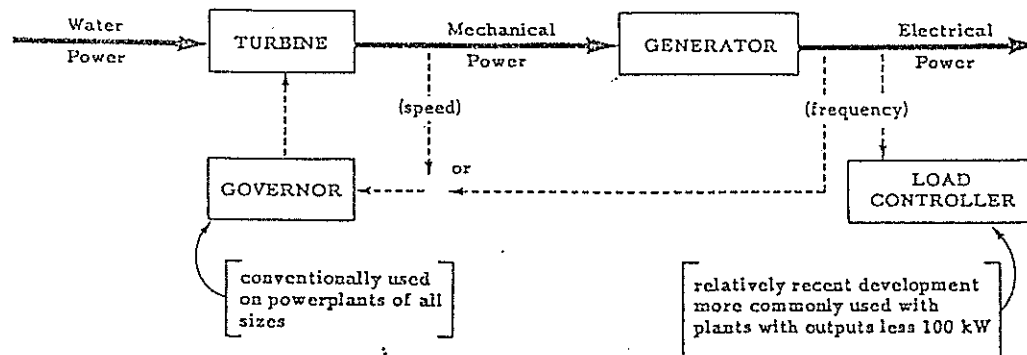
#### 8.1 PENGATURAN DEBIT AIR

Mekanisme pengatur debit terdapat pada needle dalam nozzle dimana arah gerakan needle mengakibatkan perubahan jumlah debit air yang keluar dari nozzle. Mekanisme pengaturan debit seperti gambar 8.1 dibawah ini.



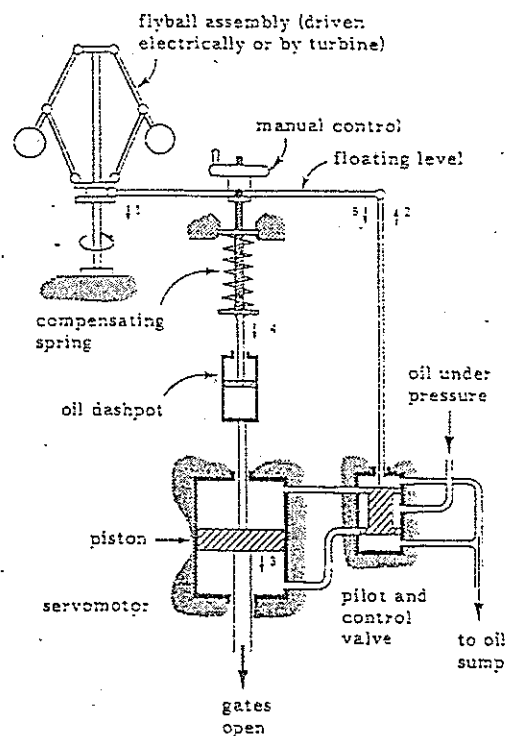
*Gambar 8.1 Mekanisme Pengaturan Debit Air*

Ada beberapa macam type pengaturan debit air yang secara umum digambarkan dalam blok diagram dibawah ini :



Gambar 8.2 Type Pengaturan Debit Air Secara Umum

Dalam perencanaan ini dipakai pengaturan jenis Governor Secara Konvensional. Untuk lebih jelasnya lihat gambar 8.3 :



Gambar 8.3 Diagram Kerja Governor dengan Oli Bertekanan

Kecepatan turbin secara mekanis diatur oleh bola layang (*fly ball*) pada governor dan secara hidrolik piston pembuka pintu, didorong oleh tekanan oli dari pompa. Dimana pompa tersebut digerakkan oleh poros turbin. Pada saat tuas batang 1 turun (pada putaran *fly ball* rendah), batang 2 akan naik, sehingga katup pengontrol terangkat naik dan oli masuk keruang atas piston dan akhirnya piston terdorong keluar dan pintu atur terbuka. Pada saat putaran turbin tinggi (*fly ball* naik), sehingga batang 1 naik dan batang 2 turun, oli bertekanan masuk keruang bawah piston, mengakibatkan piston terdorong naik dan pintu atur tertutup.

### 8.1.1 Pemilihan Governor

Standart Governor E 160 - E 3200

Type EHR 355 Ukuran E 160

Data - data governor:

Energi pengatur = 630 Nmm

Waktu = 2,8 detik

Volume servo motor = 0,3 Lt

Langkah servo = 95 mm

Tekanan oli max/min = 25/20 Barometer

Penggerak pompa interval gear pump

Kecepatan putar pompa = 1000 rpm

Daya pompa = 0,5 Kwatt



## 8.2 PEMERIKSAAN TERHADAP KAVITASI

Sesuai dengan persamaan Bernoulli, apabila kecepatan dari suatu aliran naik, maka tekanan akan turun. Dalam suatu fluida, tekanan tergantung pada temperatur dan ketinggian (*elevasi*) diatas permukaan laut dari tempat dimana turbin dipasang.

Bilamana terjadi tekanan dibawah tekanan penguapan, maka fluida akan menguap. Dan terjadi gelembung - gelembung uap dalam jumlah yang besar. Hal ini dapat terjadi bila aliran air terpotong, sehingga meningkatkan pusaran - pusaran yang berisi hampa udara atau gelembung - gelembung uap. Gelembung - gelembung uap ini terjadi pada tekanan yang rendah, dan terbawa ke tekanan yang lebih tinggi, uap air akan terkondensir, dan kembali menjadi air. Yang mana akan mengakibatkan kavitasi dan aliran air akan datang dari semua arah jurusan pada pusat terjadinya kavitasi. Kavitasi ini akan menimbulkan *local pressure* yang sangat tinggi, dan berulang beribu - ribu kali dalam setiap detiknya, sehingga akan mengakibatkan terjadinya *pitting* pada permukaan logam dari *runner*, *bucket*, atau *draft tube*. Kerusakan lain bisa *fatigue* dan *korosi*.

### 8.2.1 Tinggi Hisap Turbin

Tinggi hisap turbin adalah jarak vertikal dari

permukaan air bawah sampai titik dimana tekanannya adalah maximum. Tinggi hisap turbin ini sangat berpengaruh terhadap terjadinya kavitasi sebab kavitasi sangat mudah terjadi pada tinggi hisap turbin yang sangat tinggi.

Oleh karena itu pemasangan turbin harus pada tempat yang sebaik - baiknya yaitu memperkecil jarak vertikal antara roda turbin dan permukaan air bawah (memperkecil tinggi hisap turbin  $H_s$ ) dalam hal ini tekanan air diusahakan tidak lebih dari tekanan uapnya.

Penentuan tinggi hisap turbin ini mengikuti petunjuk thoma yaitu <sup>76)</sup>:

$$H_s \leq H_b - \sigma H$$

Dimana  $H_s$  = tinggi hisap turbin (m)

$H_b$  = tekanan barometer ditempat (m)

$$= 10 - h/100 = 10 - 125/100 = 8,75 \text{ m}$$

$h$  = ketinggian turbin diatas permukaan laut

$\sigma$  = parameter kavitasi thoma

untuk (tempat turbin diatas permukaan

laut) = 125 m, maka <sup>77)</sup>  $\sigma = 0,55$

$H$  = tinggi air jatuh (45 m)

Maka harga  $H_b$  adalah :

$$H_s \leq 8,75 - 0,05 \cdot 45 = 6,5 \text{ m}$$

---

<sup>76)</sup> Miroslav Necleba, op. cit. hal 35.

<sup>77)</sup> Ibid, hal. 55

### 8.3 GENERATOR

Dalam perhitungan sebelumnya didapat :

- Daya turbin, = 48,332 KW
- Efisiensi V belt = 0,7
- Daya pompa governor = 0,5 KW

Maka daya perencanaan generator adalah :

$$\begin{aligned} P_g &= (0,7 \cdot 48,332) - 0,5 \text{ KW} \\ &= 33,332 \text{ KW} \end{aligned}$$

Untuk efisiensi generator = 0,96, maka daya generator :

$$P_g = 31,998 \text{ KW}$$

Putaran perencanaan generator  $n_g = 1500 \text{ rpm}$ , maka jumlah pole :

$$\begin{aligned} p &= \frac{120 \cdot f}{1500} = \frac{1200 \cdot 50}{1500} \\ &= 4 \text{ pole} \end{aligned}$$

## BAB IX

### KESIMPULAN

Dari perencanaan ini ada beberapa hal yang dapat diambil sebagai kesimpulan, antara lain :

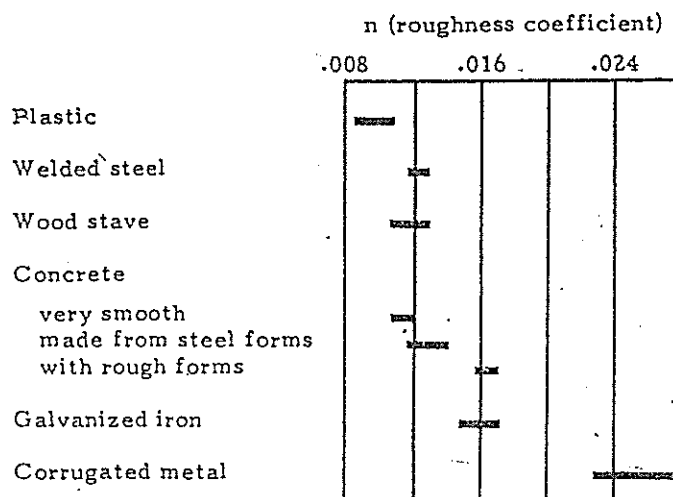
1. Kebutuhan energi listrik bagi masyarakat merupakan kebutuhan yang sangat mendesak, mengingat banyak manfaat yang dapat diperoleh dari energi listrik ini.
2. Salah satu pemecahan listrik pedesaan adalah dengan Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTM), yang sesuai dengan potensi pedesaan.
3. Dari komponen yang ada, kiranya dapat dibuat oleh industri lokal dengan didukung industri logam yang ada.
4. Adapun hasil - hasil pokok dalam perencanaan ini adalah :
  - Head (tinggi terjun) = 45 m
  - Kapasitas air =  $0,20 \text{ m}^3/\text{detik}$
  - Daya keluaran (generator) = 31,332 KW
  - Jenis turbin = Pelton dengan satu Nozzle
5. Untuk pemeliharaan dan perawatannya harus melibatkan masyarakat setempat dengan cara di *training* (latihan kerja).

## DAFTAR PUSTAKA

1. Allen R Investion, Micro Hidro Power Source Book,  
NRCEA, International Foundation, Washington, Dc.
2. Arirmunandar Wiranto, Penggerak Mula Turbin, Penerbit  
ITB Bandung, 1982
3. Archi W. Culp, Jr., Ph.D., Prinsip - Prinsip Konversi  
Energi, terjemahan Darwin Sitompul M.Eng., Ir.  
penerbit Elangga, Jakarta, 1985
4. Banga TR and SC Sharma, Hydraulic Machine with Fluid  
Power Enginering, Khanna Publisers Delhi, third  
edition, 1982
5. Dobrovolsky V, K. Zablansky, Machine Element, A text  
book, Foreign Language Publishing house, Moscow.
6. Frank. M White, Mekanika Zahir, terjemahan D. Wilarso,  
penerbit Erlangga, Jakarta, 1984
7. F. Suryatmo, Teknik Listrik Motor & Generator Arus  
Bolak - Balik, penerbit Alumni, Bandung, 1984
8. La Heij J. LA De Bruijn, Ilmu Menggambar Bangunan  
Mesin, Pradnya Paramita Jakarta, 1979
9. Meerwarth K, Wasserkraft Machine, Springer verlag,  
Berlin, 1963
10. Miroslav Necleba, Dr. Teclin ME, Hydraulic Turbine  
Their Design and Equipment, copy right by Artia  
printed in czechoslovakia, 1957

11. Sularso, Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Penerbit Pradnya Paramita, Jakarta
12. SKF, General Catalogue, edition April, 1970
13. Victor L Steeter, E Benjamin Wylic, Fluid Mechanics, Sevent edition, Mc Graw - hill International Book Co 1979
14. William Creager P, JD Justin, Hydro elektrik Hand Book, 2nd, John Wiley and sons, New York

## APENDIX

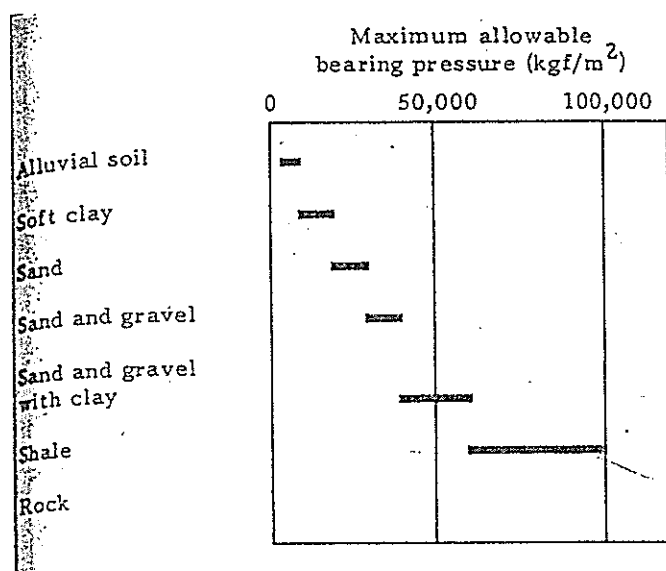


*Koefisien Gesek dari Material*

Material	Young's modulus of elasticity E (kgf/cm <sup>2</sup> )	Coefficient of linear expansion a (m/m °C)	Ultimate tensile strength (kgf/cm <sup>2</sup> )
Steel	21·10 <sup>5</sup>	12·10 <sup>-6</sup>	3500
Polyvinyl chloride (PVC)	0.28·10 <sup>5</sup>	54·10 <sup>-6</sup>	280 *
Polyethylene	0.02-0.08·10 <sup>5</sup>	140·10 <sup>-6</sup>	60-90 *
Concrete	2·10 <sup>5</sup>	10·10 <sup>-6</sup>	
Asbestos cement		8.1·10 <sup>-6</sup>	
Cast iron	8·10 <sup>5</sup>	10·10 <sup>-6</sup>	1400
Ductile iron	17·10 <sup>5</sup>	11·10 <sup>-6</sup>	3500

\* Hydrostatic design basis

*Beberapa Jenis Material yang Dipakai untuk Penstock*



*Tahanan Geser untuk beberapa Jenis Keadaan Tanah*

Losses at entrance					
Type	hooded inlet	inward projecting pipe	sharp-cornered	slightly rounded	bell mouth
$K_e$	1.00	0.8	0.5	0.2	0.04

*Faktor Kehilangan Tinggi Jatuh pada Sisi Masuk Penstock*



## (c) Losses at bends

For 90° bends:

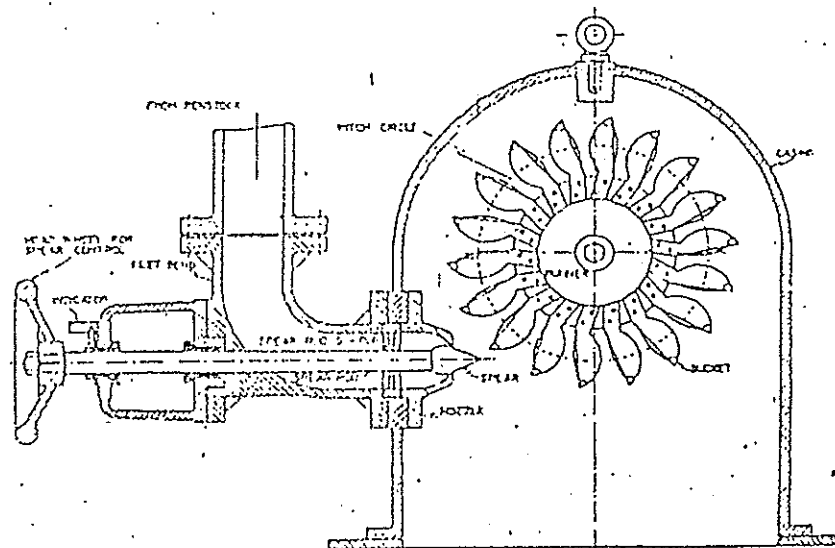
$r/D$	1	2	3	5
$K_b$	0.6	0.5	0.4	0.3

where  $r/D$  = ratio of radius  
of bend to pipe diameter

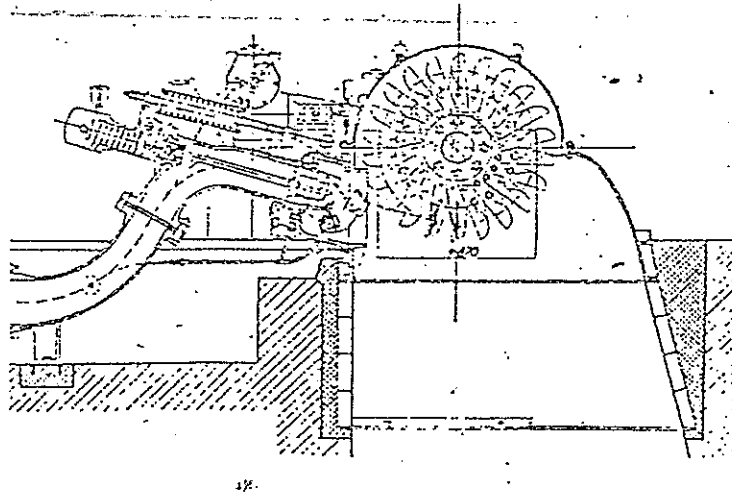
For 45° bends: Use 3/4 of  
above values

For 20° bends: Use 1/2 of  
above values

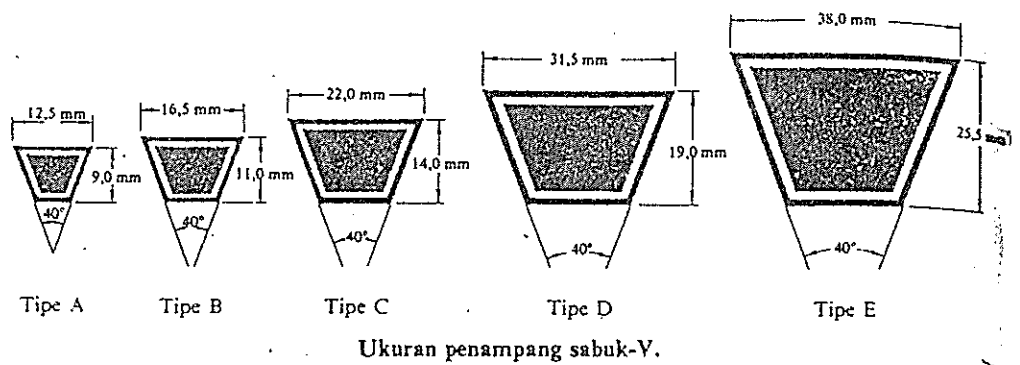
*Faktor Kehilangan Tinggi Jatuh pada Belokan Penstock*



*Gambar Turbin Pelton dengan Sistem Pengaturan Manual*



Gambar Turbin Pelton dengan Pengaturan Otomatis



Gambar Penampang Sabuk V Belt

Tabel 5.7 Faktor koreksi  $K_\theta$ .

$\frac{D_p - d_p}{C}$	Sudut kontak puli kecil $\theta(^{\circ})$	Faktor koreksi $K_\theta$
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

## Faktor Koreksi untuk Sabuk V Belt

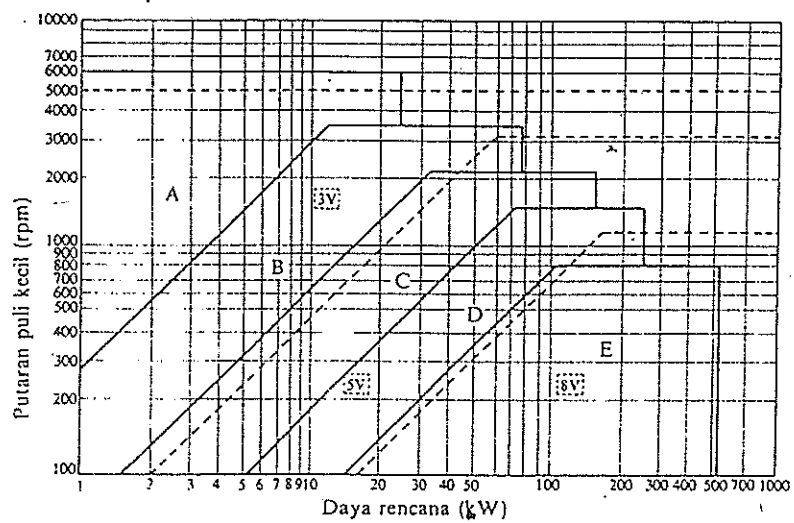


Diagram pemilihan sabuk-V.

## Grafik Pemilihan Jenis Sabuk V Belt

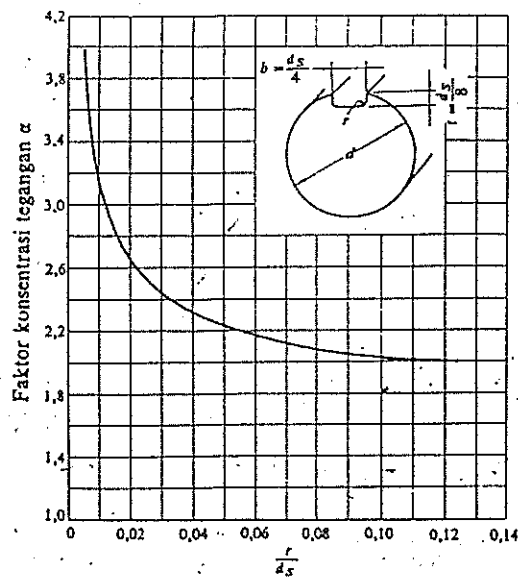
Tabel 5.2 Ukuran puli-V.

Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi $d_p$ )	$\alpha(^{\circ})$	$W^*$	$L_o$	$K^{**}$	$K_o$	$e$	$f$
A	71 - 100	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101 - 125	36	12,12					
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125 - 160	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161 - 200	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200 - 250	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	251 - 315	36	21,45					
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355 - 450	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
	451 atau lebih	38	31,14					
E	500 - 630	36	36,95	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0
	631 atau lebih	38	37,45					

\* Harga-harga dalam kolom  $W$  menyatakan ukuran standar.

\*\* Sabuk-V sempit 3V  $K = 0,6$ , 5V  $K = 1,3$

### Ukuran Puli Sabuk V Belt



### Konsentrasi Tegangan pada Poros

Tabel 5.3 (b) Panjang sabuk-V standar.

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
39	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

*Panjang Sabuk V Standart.*

Tabel 1.7 Diameter poros.

(Satuan mm)

4	10	*22,4 24	40	100 (105)	*224 240	400
	11	25	42	110	250	420
4,5	*11,2	28	45	*112	260	440
	12	30		120	280	450
		*31,5	48		300	460
5	*12,5	32	50	125	*315	480
				130	320	500
		35	55		340	530
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180		630
	19			190		
	20			200		
	22		65	220		
7			70			
*7,1			71			
			75			
8			80			
			85			
9			90			
			95			

- Keterangan:
1. Tanda\* menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
  2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.

*Diameter Poros Standart*

Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1$ , dan $b_2$	Ukuran standar $h$		$C$	$l^*$	Ukuran Standar $t_1$	Ukuran standar $t_2$			$r_1$ dan $r_2$	Referensi	
		Pasak prismatis Pasak lancur	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lancur	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai $d^{**}$	
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0		0,5	0,08-0,16	Lebih dari	6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4		0,9		"	8-10
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8		1,2		"	10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3		1,7		"	12-17
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8		2,2		"	17-22
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25-0,40	16-80	4,0	3,0	3,5	3,0	0,16-0,25	"	20-25
8 x 7	8	7			18-90	4,0	3,3		2,4		"	22-30
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3		2,4		"	30-38
12 x 8	12	8			28-140	5,0	3,3		2,4		"	38-44
14 x 9	14	9		0,40-0,60	36-160	5,5	3,8		2,9	0,25-0,40	"	44-50
(15 x 10)	15	10	10,2		40-180	5,0	5,0	5,5	5,0		"	50-55
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3		3,4		"	50-58
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4		"	58-65
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9		"	65-75
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4		4,4		"	75-85
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60-0,80	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,40-0,60	"	80-90
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4		4,4		"	85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		"	95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		"	110-130

\*  $l$  harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.

6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Ukuran - ukuran Utama Pasak

Tabel 1.2 Baja paduan untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	—	85
	SNC 3	—	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	—	85
	SNCM 2	—	95
	SNCM 7	—	100
	SNCM 8	—	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	"	100
	SNCM25	"	120
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	—	90
	SCr 4	—	95
	SCr 5	—	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	"	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	—	85
	SCM 3	—	95
	SCM 4	—	100
	SCM 5	—	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	"	95
	SCM23	"	100

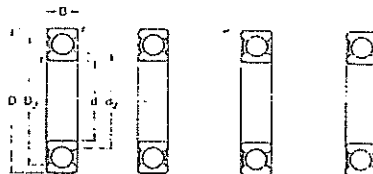
*Baja Paduan untuk Bahan Poros*



C/P when B =		1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000
1.68	1.82	1.99	2.12	2.29	2.47	2.67	2.88	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93
2.81	3.11	3.36	3.63	3.91	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43
3.83	4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5
4.23	4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4
4.56	4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4
4.93	5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5
5.32	5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6
5.75	6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8
6.20	6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2
6.70	7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6
7.23	7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2
7.81	8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9
8.43	9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7
9.11	9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7
9.83	10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8
10.6	11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1
11.5	12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1	—
12.4	13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1	—	—
13.4	14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1	—	—	—
14.5	15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1	—	—	—	—
15.6	16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1	—	—	—	—	—
16.8	18.2	19.6	21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1	—	—	—	—	—	—
21.2	22.9	24.7	26.7	28.8	31.1	—	—	—	—	—	—	—	—	—

### Pemilihan Beban Dinamis Bantalan

Deep groove ball bearings  
with shields or seals  
d 50-90 mm

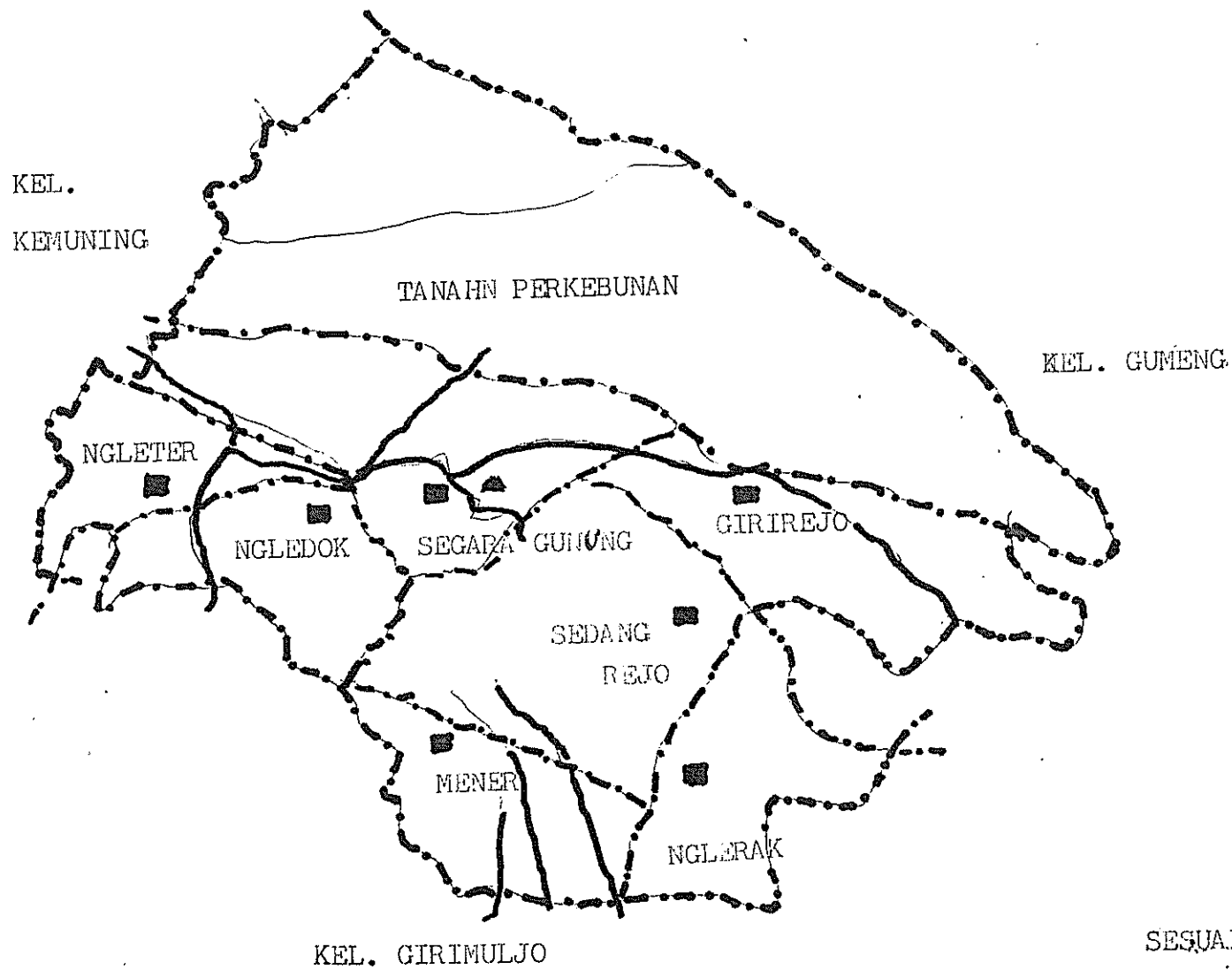


Type Z with one shield    Type 2Z with two shields    Type RS with one seal    Type 2RS with two seals

Boundary dimensions				Basic load ratings		Limiting speeds		Weight		Designations		
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	C <sub>10</sub>	Z	Z <sub>2</sub>	RS, 2RS	RS, 2RS	Z	2Z	RS
mm	mm	mm	mm	lb	kg	rev/min	rev/min	lb	kg	—	—	—
50	80	16	3 650	3 000	8 500	10 000	5 000	0.57	—	6010-Z	6010-2Z	6010-RS
50	80	23	3 650	3 000	—	—	5 000	0.82	—	—	—	—
50	90	20	6 100	4 400	7 000	8 500	4 800	1.00	—	6210-Z	6210-2Z	6210-RS
50	90	23	6 100	4 400	—	—	4 800	1.15	—	—	—	—
50	110	27	10 000	8 150	6 300	7 500	4 300	2.30	—	6310-Z	6310-2Z	6310-RS
50	110	40	10 000	8 150	—	—	4 300	3.40	—	—	—	—
55	90	18	4 800	3 750	7 500	9 000	4 500	0.86	—	6011-Z	6011-2Z	6011-RS
55	90	21	7 500	5 600	6 300	7 500	4 300	1.35	—	6211-Z	6211-2Z	6211-RS
55	100	25	7 500	5 600	—	—	4 300	1.55	—	—	—	—
55	120	29	12 200	9 300	5 800	6 700	3 800	3.00	—	6311-Z	6311-2Z	6311-RS
60	95	18	5 100	4 050	8 700	8 000	4 300	0.93	—	6012-Z	6012-2Z	6012-RS
60	110	22	8 300	6 300	6 000	7 000	4 000	1.70	—	6212-Z	6212-2Z	6212-RS
60	110	28	9 150	6 950	—	—	4 000	2.15	—	—	—	—
60	130	31	14 000	10 800	5 000	6 000	3 400	3.75	—	6312-Z	6312-2Z	6312-RS
65	100	18	5 300	4 400	6 300	7 500	4 000	0.97	—	6013-Z	6013-2Z	6013-RS
65	120	23	9 650	7 650	5 300	6 300	3 600	2.20	—	6213-Z	6213-2Z	6213-RS
65	120	31	9 800	7 650	—	—	3 600	2.75	—	—	—	—
65	140	33	16 000	12 700	4 800	5 600	3 200	4.65	—	6313-Z	6313-2Z	6313-RS
70	110	20	6 550	5 500	8 000	7 000	3 500	1.30	—	6014-Z	6014-2Z	6014-RS
70	125	24	10 600	8 500	5 000	6 000	3 400	2.45	—	6214-Z	6214-2Z	6214-RS
70	125	31	10 800	8 500	—	—	3 400	2.85	—	—	—	—
70	150	35	18 000	14 000	4 500	5 300	3 000	5.50	—	6314-Z	6314-2Z	6314-RS
75	115	20	6 800	5 850	5 600	6 700	3 400	1.40	—	6015-Z	6015-2Z	6015-RS
75	130	25	11 400	9 150	4 800	5 600	3 200	2.65	—	6215-Z	6215-2Z	6215-RS
75	160	37	19 300	15 300	4 300	5 000	2 800	6.60	—	6315-Z	6315-2Z	6315-RS
80	125	22	8 300	7 100	5 300	6 300	—	1.85	—	6016-Z	6016-2Z	—
80	140	26	12 500	10 000	4 500	5 300	3 000	3.10	—	6216-Z	6216-2Z	6216-RS
85	130	22	8 650	7 500	5 000	6 000	—	1.95	—	6017-Z	6017-2Z	—
85	150	28	14 300	11 800	4 300	5 000	—	3.95	—	6217-Z	6217-2Z	—
90	140	24	10 000	8 800	4 800	5 600	—	2.55	—	6018-Z	6018-2Z	—

### Pemilihan Jenis Bantalan

PETA DAERAH



SESUAI DENGAN ASLINYA

(Da<sup>s</sup>o no)